

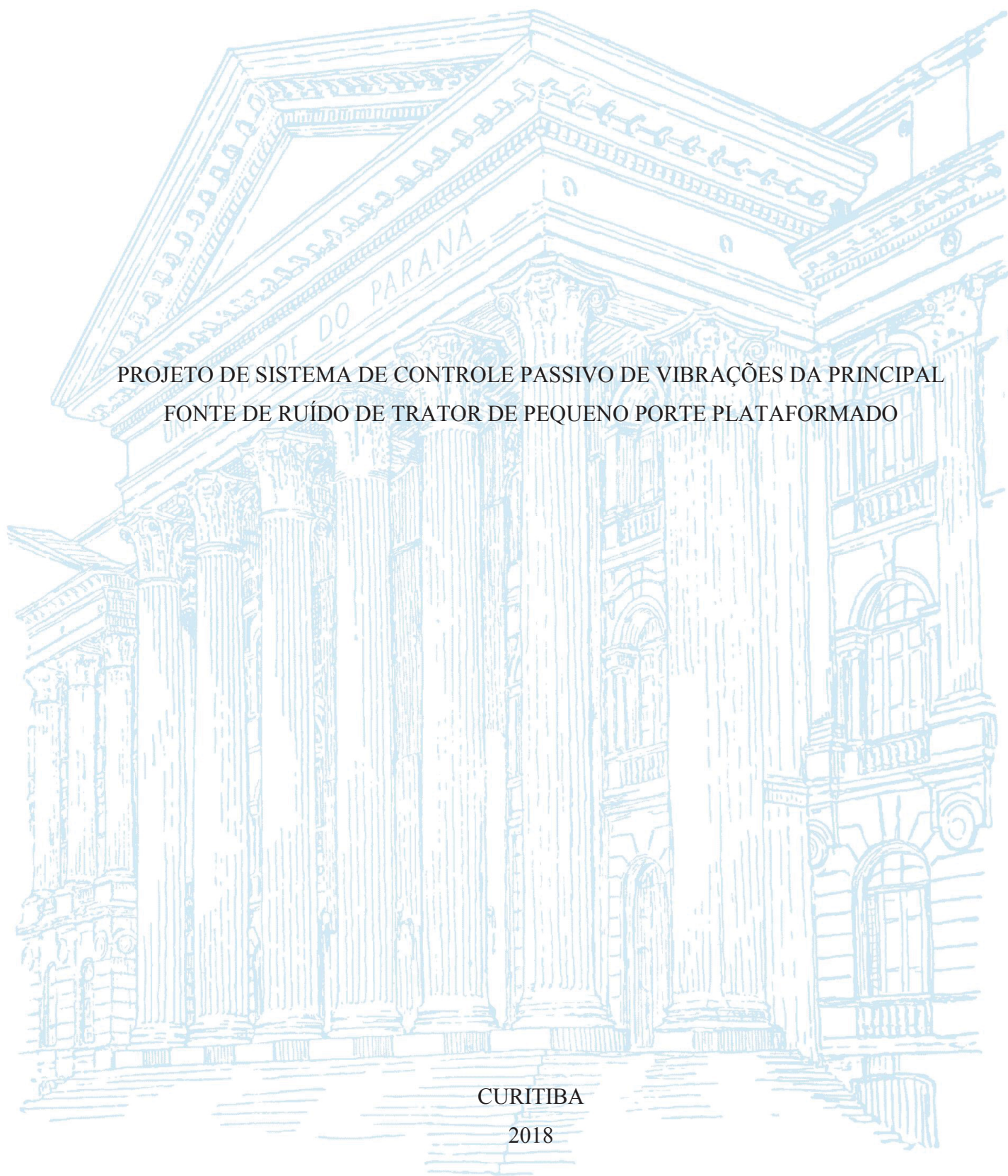
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

ROBERTA TEMPSKI LEITE ELIAS

PROJETO DE SISTEMA DE CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES DA PRINCIPAL  
FONTE DE RUÍDO DE TRATOR DE PEQUENO PORTE PLATAFORMADO

CURITIBA

2018



ROBERTA TEMPSKI LEITE ELIAS

PROJETO DE SISTEMA DE CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES DA PRINCIPAL  
FONTE DE RUÍDO DE TRATOR DE PEQUENO PORTE PLATAFORMADO

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de Concentração em Mecânica dos Sólidos e Vibrações, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como parte das exigências para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Jucélio Tomás Pereira.

Coorientador: Prof. Dr. Carlos Alberto Bavastri.

CURITIBA

2018

Catálogo na Fonte: Sistema de Bibliotecas, UFPR  
Biblioteca de Ciência e Tecnologia

E42p

Elias, Roberta Tempski Leite

Projeto de sistema de controle passivo de vibrações da principal fonte de ruído de trator de pequeno porte plataformado / Roberta Tempski Leite Elias.  
– Curitiba, 2018.

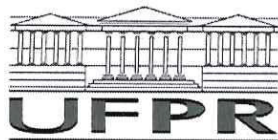
Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia,  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

Orientador: Jucélio Tomás Pereira – Coorientador: Carlos Alberto Bavastrí.

1. Tratores. 2. Controle de ruído. 3. Vibração - medição. I. Universidade Federal do Paraná. II. Pereira, Jucélio Tomás. III. Bavastrí, Carlos Alberto. IV. Título.

CDD: 620.3

Bibliotecário: Elias Barbosa da Silva CRB-9/1894



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
SETOR TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ  
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO ENGENHARIA  
MECÂNICA

## TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da dissertação de Mestrado de **ROBERTA TEMPSKI LEITE ELIAS** intitulada: **PROJETO DE SISTEMA DE CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES DA PRINCIPAL FONTE DE RUÍDO DE TRATOR DE PEQUENO PORTE PLATAFORMADO**, após terem inquirido a aluna e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua Aprovação no rito de defesa.

A outorga do título de mestre está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

Curitiba, 27 de Agosto de 2018.

CARLOS ALBERTO BAVASTRI  
Presidente da Banca Examinadora (UFPR)

HERALDO NÉLIO CAMBRAIA  
Avaliador Externo (UFPR)

ANDRE JACOMEL TORII  
Avaliador Externo (UNILA)

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, pela sabedoria e esperança que me forneceu durante toda a minha trajetória.

Ao meu marido Edilson pelo companheirismo, paciência e incentivo.

Aos meus pais Cristiane e Ricardo pela educação que me deram e pelo incentivo pela busca do conhecimento.

Ao professor Carlos Alberto Bavastri pelos ensinamentos e orientação passados ao longo desta pesquisa.

Ao laboratório de vibrações da UFPR por fornecer equipamentos e materiais e aos alunos Thiago da Silva e Matheus Henrique Dias que me ajudaram neste trabalho.

A CNH Industrial por possibilitar a realização desta pesquisa fornecendo materiais e softwares de análise de sinais e análise por elementos finitos.

## **RESUMO**

A preocupação crescente com o bem-estar do trabalhador junto com o aumento da produtividade tem originado estudos na área de ergonomia e causas de doenças no trabalho. O presente trabalho estudou um dos fatores críticos na insalubridade de operação de tratores agrícolas, o ruído. Um estudo prévio realizado em um trator agrícola de pequeno porte, para caracterizar o comportamento do ruído incidente no ouvido no operador, mostrou que o teto provoca um aumento considerável no nível de pressão sonora. Isto foi comprovado através de medições em uma pista de teste e simulações numéricas. Assim, neste trabalho propõe-se projetar um sistema de controle passivo de vibrações, através de neutralizadores dinâmicos viscoelásticos ou camadas restritas de materiais metálicos e viscoelásticos, afim de reduzir o ruído proveniente exclusivamente por essa fonte. Simulações e medições em campo e laboratório, com e sem a presença destes dispositivos de controle serão apresentadas e seus resultados amplamente discutidos.

Palavras-chave: controle passivo, vibrações, ruído, trator



## **ABSTRACT**

The increasing concern about worker well-being with increased productivity has led to studies in the area of ergonomics and causes of occupational diseases. The present work will study one of the critical factors in the insalubrity of operation of agricultural tractors, the noise. A previous study of a small agricultural tractor to characterize the behavior of noise at the operator's ear shows that the roof causes a considerable increase in the sound pressure level. This has been proven through road test measurements and numerical simulations. Thus, this work proposes to design a vibrations passive control system, through dynamic viscoelastic neutralizers or constrained layers with metallic and viscoelastic materials, in order to reduce the noise coming exclusively from this source. Simulations and measurements in the field and laboratory, with and without the presence of these control devices will be presented and their results widely discussed.

**Keywords:** Passive control, vibrations, noise, tractor

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – LIMITES DE TOLERÂNCIA PARA RUÍDO CONTÍNUO OU INTERMITENTE .....	14
FIGURA 1.2 – FOTO DE TRATOR DE PEQUENO PORTE PLATAFORMADO E UMA PLANTADEIRA ACOPLADA A ELE. ....	15
FIGURA 2.1 – FOTO DO EQUIPAMENTO UTILIZADO EM PESQUISA. ....	17
FIGURA 2.2 – REPRESENTAÇÃO DE UM ND SIMPLES .....	23
FIGURA 4.1 – MODELO NUMÉRICO DA MONTAGEM DO TETO DE PLÁSTICO. ....	35
FIGURA 4.2 – MODOS DE VIBRAR NA FAIXA DE 1120 HZ DO TETO DE PLÁSTICO. ....	36
FIGURA 4.3 – MODELO NUMÉRICO DA MONTAGEM DO TETO METÁLICO. ....	37
FIGURA 4.4 – MODOS DE VIBRAR NA FAIXA DE 1180 HZ DO TETO METÁLICO. ....	38
FIGURA 4.5 – FOTO DA INSTRUMENTAÇÃO DO TETO DE PLÁSTICO. ....	39
FIGURA 4.6 – DETALHE DA INSTRUMENTAÇÃO DO TETO DE PLÁSTICO. ....	39
FIGURA 4.7 – INERTÂNCIA DO SISTEMA COM TETO DE PLÁSTICO. ....	40
FIGURA 4.8 – FOTO DA INSTRUMENTAÇÃO DO TETO METÁLICO. ....	40
FIGURA 4.9 – DETALHE DA INSTRUMENTAÇÃO DO TETO METÁLICO. ....	41
FIGURA 4.10 – INERTÂNCIA DO SISTEMA COM TETO METÁLICO. ....	41
FIGURA 4.11 – FOTO DO ACELERÔMETRO VINTE, QUE FOI UTILIZADO COMO ACELERÔMETRO DE REFERÊNCIA PARA A ANÁLISE MODAL OPERACIONAL. ....	42
FIGURA 4.12 – <i>CROSS POWER</i> DOS SINAIS AQUISITADOS DO TETO DE PLÁSTICO EM RELAÇÃO AO ACELERÔMETRO NÚMERO VINTE. ....	43
FIGURA 4.13 – <i>CROSS POWER</i> DOS SINAIS AQUISITADOS DO TETO METÁLICO EM RELAÇÃO AO ACELERÔMETRO NÚMERO VINTE. ....	43
FIGURA 4.14 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DE RUÍDO DO LADO ESQUERDO DO OPERADOR COM O TRATOR EM MOVIMENTO NA II GAMA E 4ª MARCHA, COM TETO DE PLÁSTICO. ....	45
FIGURA 4.15 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DO ACELERÔMETRO NÚMERO VINTE (ENTRADA) E DO ACELERÔMETRO NÚMERO OITO (SAÍDA) COM O TRATOR NA GAMA II E 4ª MARCHA, COM TETO DE PLÁSTICO. ....	46
FIGURA 4.16 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DE RUÍDO DO LADO ESQUERDO DO OPERADOR COM O TRATOR EM MOVIMENTO NA II GAMA E 4ª MARCHA, COM TETO METÁLICO. ....	47
FIGURA 4.17 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DO ACELERÔMETRO NÚMERO VINTE (ENTRADA) E DO ACELERÔMETRO NÚMERO TRÊS (SAÍDA) COM O TRATOR NA II GAMA E 4ª MARCHA COM TETO METÁLICO. ....	48
FIGURA 4.18 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DE RUÍDO DO LADO ESQUERDO DO OPERADOR COM O TRATOR EM MOVIMENTO NA GAMA II E 4ª MARCHA, SEM TETO. ....	49
FIGURA 4.19 – <i>AUTO POWER</i> DOS SINAIS DOS ACELERÔMETROS INSTALADOS NO PARA-LAMA COM O TRATOR NA II GAMA E 4ª MARCHA SEM TETO. ....	49
FIGURA 5.1 – BLOCO COM QUATRO NEUTRALIZADORES DINÂMICOS COM MATERIAL C-1002. ....	51
FIGURA 5.2 – VERIFICAÇÃO DA MASSA DINÂMICA APÓS CORREÇÃO DO ND COM MATERIAL C-1002. ....	52
FIGURA 5.3 – VERIFICAÇÃO DA MASSA DINÂMICA APÓS CORREÇÃO DO ND COM MATERIAL NEOPRENE. ....	52
FIGURA 6.1 – NÍVEL GERAL DE RUÍDO DO TRATOR COM TETO DE PLÁSTICO SEM ND. ....	53
FIGURA 6.2 – NÍVEL GERAL DE RUÍDO DO TRATOR COM TETO METÁLICO SEM ND. ....	54
FIGURA 6.3 – <i>AUTOPOWER</i> DO RUÍDO DO LADO ESQUERDO COM TETO METÁLICO. ....	55
FIGURA 6.4 – <i>AUTOPOWER</i> DO RUÍDO DO LADO DIREITO COM TETO METÁLICO. ....	55
FIGURA 6.5 – <i>AUTO POWER</i> DOS SINAIS DOS ACELERÔMETROS NAS ROTAÇÕES DO MOTOR EM QUE O RUÍDO É CRÍTICO, COM TETO METÁLICO. ....	56
FIGURA 6.6 – COMPARATIVO DE NÍVEL DE RUÍDO COM TETO METÁLICO COM OS DOIS TIPOS DE ND E SEM ND. ....	57
FIGURA 6.7 – <i>AUTOPOWER</i> DO RUÍDO DO LADO ESQUERDO COM TETO METÁLICO E ND DE C-1002. ....	58



FIGURA 6.8 – <i>AUTOPOWER</i> DO RUÍDO DO LADO ESQUERDO COM TETO METÁLICO E ND DE NEOPRENE. ....	59
FIGURA 6.9 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DE ACELERAÇÃO NO PONTO QUATRO DO TETO METÁLICO SEM ND. ....	60
FIGURA 6.10 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DE ACELERAÇÃO NO PONTO QUATRO DO TETO METÁLICO E ND DE C-1002. ....	60
FIGURA 6.11 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DE ACELERAÇÃO NO PONTO QUATRO DO TETO METÁLICO E ND DE NEOPRENE. ....	61
FIGURA 6.12 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DE ACELERAÇÃO NO PONTO TRÊS DO TETO METÁLICO SEM ND. ....	62
FIGURA 6.13 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DE ACELERAÇÃO NO PONTO TRÊS DO TETO METÁLICO E ND DE C-1002. ....	62
FIGURA 6.14 – <i>AUTO POWER</i> DO SINAL DE ACELERAÇÃO NO PONTO TRÊS DO TETO METÁLICO E ND DE NEOPRENE. ....	63
FIGURA 6.15 – MODO DE VIBRAR DE TRANSLAÇÃO LATERAL A 1436 HZ. ....	64
FIGURA 6.16 – MODO DE VIBRAR DO MODELO SIMPLIFICADO A 1150 HZ. ....	64
FIGURA 6.17 – MODO DE VIBRAR DO MODELO SIMPLIFICADO COM ND A 1150 HZ. ....	65
FIGURA 6.18 – INERTÂNCIA DO SISTEMA COM E SEM O ND EM UM PONTO PRÓXIMO A ELE. ....	65
FIGURA 6.19 – INERTÂNCIA DO SISTEMA COM E SEM O ND EM UM PONTO AFASTADO DELE. ....	66
FIGURA 6.20 – MODO DE VIBRAR DO SISTEMA COMPOSTO A 1150 HZ. ....	67
FIGURA 6.21 – MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA COMPOSTO COM CAMADAS RESTRITAS. ....	68
FIGURA 6.22 – INERTÂNCIA DO SISTEMA COM E SEM AS CAMADAS RESTRITAS. ....	68
FIGURA 6.23 – A ESQUERDA IMAGEM DO TESTE REALIZADO COM SEIS CAMADAS RESTRITAS E A DIREITA COM NOVE CAMADAS RESTRITAS. ....	69
FIGURA 6.24 – COMPARATIVO DE INERTÂNCIA COM E SEM AS CAMADAS RESTRITAS. ....	70

## LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1 – FREQUÊNCIAS NATURAIS IDENTIFICADAS PARA O TETO DE PLÁSTICO. ....	36
TABELA 4.2 – FREQUÊNCIAS NATURAIS IDENTIFICADAS PARA O TETO METÁLICO. ....	37
TABELA 4.3 – TABELA COM COMPARATIVO DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA PARA O TETO DE PLÁSTICO. ....	44
TABELA 4.4 – ORDENS DE VIBRAR RELACIONADAS À TRANSMISSÃO DO TRATOR. ....	44
TABELA 4.5 – TABELA COM COMPARATIVO DE NÍVEL DE PRESSÃO SONORA PARA O TETO METÁLICO. ....	47
TABELA 5.1 – PARÂMETROS DOS MATERIAIS VISCOELÁSTICOS UTILIZADOS PARA OS NDS. ....	51
TABELA 6.1 – PARÂMETROS DO MATERIAL VISCOELÁSTICO UTILIZADO PARA AS CAMADAS RESTRITAS. ....	67

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
<b>1.1</b>	<b>OBJETIVOS.....</b>	<b>16</b>
1.1.1	Objetivo geral.....	16
1.1.2	Objetivos específicos .....	16
<b>1.2</b>	<b>ESTRUTURA DO TEXTO .....</b>	<b>16</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>17</b>
<b>2.1</b>	<b>ESTADO DA ARTE .....</b>	<b>17</b>
<b>2.2</b>	<b>MODELAMENTO MATEMÁTICO .....</b>	<b>20</b>
2.2.1	Material viscoelástico.....	20
2.2.2	Parâmetros equivalentes generalizados .....	22
2.2.3	Sistemas lineares com múltiplos graus de liberdade .....	24
2.2.4	Sistema com múltiplos graus de liberdade com o acoplamento de neutralizadores dinâmicos utilizando o modelo viscoso proporcional.....	28
2.2.5	Truncamento .....	28
2.2.6	Projeto do neutralizador dinâmico .....	31
<b>2.3</b>	<b>PROCESSAMENTO DE SINAIS.....</b>	<b>31</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>33</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS PRELIMINARES .....</b>	<b>35</b>
<b>4.1</b>	<b>ANÁLISE MODAL NUMÉRICA .....</b>	<b>35</b>
4.1.1	Análise modal numérica do teto de plástico.....	35
4.1.2	Análise modal numérica do teto metálico .....	36
<b>4.2</b>	<b>ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL .....</b>	<b>38</b>
4.2.1	Análise modal experimental do teto de plástico.....	38
4.2.2	Análise modal experimental do teto metálico .....	40
<b>4.3</b>	<b>ANÁLISE MODAL OPERACIONAL .....</b>	<b>41</b>
4.3.1	Análise modal operacional com o teto de plástico .....	42
4.3.2	Análise modal operacional com o teto metálico.....	43
<b>4.4</b>	<b>LEVANTAMENTO DINÂMICO DE RUÍDO .....</b>	<b>43</b>

4.4.1	Levantamento dinâmico de ruído de trator com teto de plástico .....	43
4.4.2	Levantamento dinâmico de ruído de trator com teto metálico .....	46
4.4.3	Levantamento dinâmico de ruído de trator sem teto .....	48
<b>5</b>	<b>PROJETO DOS NEUTRALIZADORES DINÂMICOS .....</b>	<b>51</b>
<b>6</b>	<b>RESULTADOS FINAIS .....</b>	<b>53</b>
6.1	ANÁLISE DE RUÍDO DO TRATOR COM TETO METÁLICO .....	54
6.2	ANÁLISE DE RUÍDO DO TRATOR COM TETO METÁLICO E ND .....	56
6.3	ANÁLISE NUMÉRICA DO ND DE C-1002 .....	63
6.4	ANÁLISE NUMÉRICA DO ND MAIOR DE C-1002 .....	66
6.5	ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO TETO COM SISTEMA DE CONTROLE PASSIVO ATRAVÉS DE CAMADAS RESTRITAS .....	67
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>71</b>
<b>8</b>	<b>RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>72</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>73</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A mecanização agrícola trouxe muitas oportunidades de crescimento para o trabalhador do campo, diminuindo sua fadiga corporal e aumentando sua produtividade. Com o passar do tempo, a preocupação com o trabalhador foi aumentando e estudos foram feitos a fim de melhorar a vida deste e evitar doenças relacionadas com o trabalho. Neste cenário, as fabricantes de veículos tentam sair à frente de seus concorrentes, lançando produtos de qualidade e menos ruidosos.

A insalubridade no ambiente de trabalho é um fator crítico que pode ocasionar doenças, diminuindo a qualidade de vida das pessoas. Segundo Miyakita e Atsushi (1997), dentre o número de pessoas no Japão com perda auditiva maior que 40 dB na faixa de 4 kHz para diversos setores econômicos, o setor de agricultura é o terceiro setor com maior número de pessoas com dano auditivo devido ao trabalho, ficando abaixo do setor de construção e de manufatura, que ficou como o setor mais crítico. Apesar disto, o percentual de pessoas com dano auditivo devido ao trabalho da agricultura ficou superior a todos os setores.

O estudo dos diversos tipos de insalubridade (calor, ruído, vibração, radiação, entre outros) é importante não só pela questão jurídica trabalhista, mas também para evitar a rotatividade na função e absenteísmo. Dar uma melhor condição de trabalho a uma pessoa faz com que a sua fadiga e irritabilidade diminua, aumentando sua produtividade.

Apesar da preocupação com o bem-estar do trabalhador ter aumentado com o passar dos anos, poucos estudos de controle de ruído em máquinas agrícolas foram feitos, sendo que boa parte somente levanta o problema, mas não aponta soluções. Assim, este estudo tem como motivação atender as expectativas dos clientes, cada vez mais preocupados com seus trabalhadores e exigentes com suas máquinas, agregando valor ao produto e saindo a frente dos concorrentes com um produto menos ruidoso.

Uma das análises que é feita antes de se lançar uma nova máquina agrícola é a análise de ruído no ouvido do operador. A norma regulamentadora brasileira que estabelece os níveis de ruído permissíveis é a NR15. Ela estabelece um nível permissível de pressão sonora de 85 dB (A) para uma jornada de 8 horas de trabalho, como mostra a figura 1.1.

Figura 1.1 – Limites de tolerância para ruído contínuo ou intermitente

Ruído [dB (A)]	Máxima Exposição Diária Permissível
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 minutos
90	4 horas
91	3 horas e 30 minutos
92	3 horas
93	2 horas e 40 minutos
94	2 horas e 15 minutos
95	2 horas
96	1 hora e 45 minutos
98	1 hora e 15 minutos
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	15 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

Fonte: NR15, 2015.

Caso haja diferentes níveis sonoros durante a jornada de trabalho, o valor de dose de ruído (D) deve ser calculado através da equação:

$$D = \frac{C_1}{T_1} + \frac{C_2}{T_2} + \frac{C_3}{T_3} + \dots + \frac{C_n}{T_n}, \quad (1.1)$$

sendo  $C_n$  o tempo total que o trabalhador fica exposto a um nível sonoro específico e  $T_n$  o tempo máximo de exposição diária a este nível sonoro. O valor dado pela equação (1.1) deve ser menor que a unidade.

A NR15 também estabelece que não seja permitida a exposição a níveis de ruído acima de 115 dB (A) para indivíduos que não estejam adequadamente protegidos.

Muitas máquinas agrícolas ainda não cumprem com essa regulamentação. Em alguns casos é obrigatório o uso de protetor auricular ao operador, principalmente quando se trabalha com máquinas que não possuem cabine, chamadas de plataformadas, onde o operador fica mais exposto ao ruído. Uma foto deste tipo de trator é mostrada na figura 1.2. Apesar de a cabine reduzir o ruído no ouvido do operador, os tratores sem cabine ainda são muito comercializados devido ao seu menor custo. Desta forma, o controle do ruído se faz necessário mesmo sendo no receptor.



Figura 1.2 – Foto de trator de pequeno porte plataforma e uma plantadeira acoplada a ele.



Fonte: <https://www.caseih.com/latam/pt-br/products/tratores/linha-farmall#galeria>.

Em geral, o controle de ruído pode ser feito de três formas: na fonte, na trajetória e no receptor. A fase de projeto é a melhor oportunidade para analisar e controlar as vibrações de um produto. Quando um problema de vibração não é previsto no projeto, o sistema ou estrutura pode ser modificado, a fim de reduzir o nível de vibração e ruído irradiado. Uma das formas de realizar esta modificação é adicionando dispositivos à estrutura para reduzir o nível de vibração. Tais dispositivos controlam a vibração na fonte e podem ser encontrados comumente na forma de isoladores de vibrações, links viscoelásticos, neutralizadores dinâmicos (NDs) e camadas restritas. Quando o controle de vibrações não é possível na fonte e na transmissão, utiliza-se o controle no receptor através de equipamento de proteção individual (EPI).

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem como objetivo identificar a principal fonte de ruído em um trator, de pequeno porte e sem cabine, e a partir disto fazer um projeto de controle de vibrações na fonte para reduzir o nível de ruído incidente no ouvido do operador. Serão estudados dois tipos de teto para o mesmo trator: o metálico (montado até 2014 e ainda encontrado em campo) e o de plástico (atual de linha).

### 1.1.2 Objetivos específicos

- Identificar a principal fonte de ruído.
- Projetar e fabricar protótipos de dispositivo de controle passivo de vibrações para cada modelo de teto do trator, que sejam de simples implementação em campo.
- Atenuar no mínimo seis dB(A) o nível de aceleração nos tetos.

## 1.2 ESTRUTURA DO TEXTO

Com o intuito de atingir os objetivos acima citados, o presente trabalho é dividido da seguinte forma:

- No primeiro capítulo é dada uma introdução ao tema da dissertação e aos objetivos da pesquisa.
- No segundo capítulo é feita uma revisão bibliográfica de trabalhos científicos que estão relacionados ao tema proposto neste trabalho e também é mostrado todo o modelamento matemático utilizado.
- No terceiro capítulo é detalhada a metodologia utilizada na pesquisa.
- No quarto capítulo são apresentados os resultados preliminares das análises realizadas.
- No quinto capítulo é mostrado o projeto dos neutralizadores viscoelásticos.
- No sexto capítulo são apresentados os resultados dos testes posteriores ao projeto, do teto com e sem os neutralizadores viscoelásticos e com camadas restritas.
- No sétimo capítulo são apresentadas as conclusões do trabalho.
- No oitavo capítulo são apresentadas sugestões de trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é introduzido o estado da arte apresentando alguns trabalhos na área de vibrações e controle de vibrações. Após isto, são apresentados os modelos matemáticos com o intuito de dar a base para a pesquisa que foi desenvolvida na dissertação.

### 2.1 ESTADO DA ARTE

Muitos estudos já foram feitos na área de ruído e vibrações. Matthews (1968) fez uma das primeiras pesquisas na área de ruído em tratores. Nesse trabalho foi realizado um levantamento do nível de pressão sonora (NPS) em tratores de diversas potências, com diversos tipos de cabine e em diversas condições de trabalho em campo. Na época, foi constatado que algumas cabines chegavam a piorar as condições de ruído no ouvido do operador, mas se elas fossem projetadas de forma adequada poderiam reduzi-lo. Algumas tentativas também foram feitas a fim de diminuir o ruído proveniente da exaustão do motor, mas como a solução através de silenciosos acarretava em perda de potência considerável, a principal saída para a redução do ruído foi o uso do protetor auricular. Após esta pesquisa, muitos outros levantamentos de ruído em máquinas agrícolas foram realizados, mas nesses trabalhos não foi apresentado nenhum tipo de solução para redução do nível de ruído.

Figura 2.1 – Foto do equipamento utilizado em pesquisa.



Fonte: Matthews, 1968.

Den Hartog (1956) estudou o neutralizador dinâmico (ND) viscoso, que é composto por uma massa e uma mola, um sistema secundário, que é acoplado no sistema que se quer controlar, o sistema primário. Trabalhando em uma banda de frequência estreita, foi demonstrado que a vibração do sistema primário tende a zero quando a frequência natural do

ND coincide com aquela do sistema primário. Esta escolha de frequência do ND, conhecida como sintonização, além de reduzir a resposta do sistema composto, introduz nele duas frequências naturais, próximas a frequência natural do sistema primário sem a presença do sistema de controle. Este neutralizador é capaz de armazenar energia inercial e elástica não existindo um elemento que dissipe a energia. Como este tipo de ND pode provocar danos à estrutura principal ou fadiga do próprio dispositivo de controle, foi adicionado um amortecedor ao sistema secundário assim, uma vez que o ND é acoplado a um sistema primário, não apenas forças de reação são introduzidas, mas, também a capacidade de dissipar energia vibratória. Outra abordagem que é utilizada é estipular uma faixa de frequência de interesse e otimizar os parâmetros físicos do ND, a fim de reduzir a vibração em ampla faixa de frequências.

A dinâmica dos neutralizadores dinâmicos (também chamados de absorvedores dinâmicos) viscoelásticos (NDV) foi descrita por Snowdon et al. (1959). Naquela pesquisa, o material viscoelástico substituiu o sistema clássico composto por mola e amortecedor. Espíndola e Silva (1992) apresentaram a teoria utilizando parâmetros equivalentes generalizados que permitiu uma descrição do sistema composto através das coordenadas generalizadas do sistema primário. Kitis, Wang e Pilkey (1983) implementaram uma técnica de otimização não linear a fim de reduzir a vibração em uma viga. Porém, se a estrutura for diferente, um estudo particular para cada caso específico para definir a função objetivo tinha que ser implementado. Outro ponto a ser destacado é que seguindo a linha proposta por eles naquela pesquisa, quando o sistema primário é modelado por um número elevado de graus de liberdade, o tempo computacional gasto, caso a metodologia possa ser aplicada, seria muito elevado. Nesse trabalho, o modelo do ND era o MCK.

Alguns tipos de modelamento matemático foram estudados após isto, a fim de descrever o comportamento do material viscoelástico em função da frequência. Rogers (1983) desenvolveu um modelo matemático mais preciso através de derivadas parciais. Pritz (1996), utilizando o modelo de Rogers (1983), chegou ao modelo de quatro parâmetros de derivadas fracionárias.

Outros estudos foram realizados a fim de obter outras metodologias e também novos materiais para absorção da energia da vibração. Mastroddi, Facchini e Gaudenzi (2012) estudaram um ND que neutralizasse múltiplas frequências, a fim de aumentar o conforto na fase de lançamento de espaçonaves. Bavastri et al. (2013) em sua pesquisa adotaram uma nova metodologia de projeto ótimo de ND em sistemas primários não lineares cúbicos e Febbo, Lopes e Bavastri (2014) apresentaram um estudo sobre a influência da temperatura nos ND

viscoelásticos atuando no mesmo tipo de sistema primário. Cheung, Wong e Cheng (2015) desenvolveram uma metodologia de projeto de NDs aplicados em sistema com uma larga faixa de frequência de excitação. Sun et al. (2016) focaram seus estudos em NDs que continham fluido magnetoreológico, a fim de neutralizar dois modos de vibrar: um na direção torcional e outro na direção translacional.

Outro tipo de dispositivo utilizado no controle de vibrações é o isolamento de vibração. O isolamento de vibração tem como objetivo interromper o caminho de propagação da vibração. Foumani, Khajepour e Mohammad (2001) apresentaram um procedimento de otimização de isolamento de vibrações de motores utilizando dados numéricos e experimentais. Ribeiro, Pereira e Bavastri (2015) aplicaram o isolamento de vibrações na forma de suporte de um rolamento, utilizando material viscoelástico. O intuito daquela pesquisa era atenuar a vibração proveniente de desbalanceamento de um eixo girante para a carcaça. Ibrahim (2008) mostrou os avanços mais recentes de isolamentos passivos não lineares, como as bases de prédios, pontes e tanques de água sujeitos a terremotos, isolamentos de base que utilizam elementos de fricção, rolamentos com borracha laminada e pêndulos de fricção. O autor estudou também molas com material viscoelástico não linear e com materiais compósitos.

Li e Gohnert (2010) estudaram a introdução do mecanismo de alavanca em sistemas de isolamento convencionais e comprovaram que a transmissibilidade poderia ser melhorada com a introdução deste mecanismo além do novo sistema exigir menos restrições em termos de projeto. Li, Zhang e Du (2012) avaliaram a aplicação de um material elastômero magnetoreológico no isolamento de bancos para controle de vibrações. Liu et al. (2016) analisaram o isolamento de vibrações em embreagens, a fim de evitar sua propagação até a cabine de um carro quando o motor está acelerando. Apesar de muitos estudos relativos a isolamento e neutralização de vibrações terem sido feitos, não foram encontrados estudos na área de máquinas agrícolas.

Um terceiro tipo de controle passivo de vibrações é a camada restrita. Estes dispositivos são formados por camadas de material metálico e de material viscoelástico e tem por objetivo introduzir amortecimento ao sistema primário através do cisalhamento do material viscoelástico causado pela restrição de vibração da chapa metálica. Ross, Ungar e Kerwin (1959) foram alguns dos precursores no estudo deste tipo de dispositivo, em sua pesquisa analisaram teoricamente e experimentalmente diversos tipos de configurações de camadas de material metálico e viscoelástico.

Em um estudo um pouco mais recente de Subramanian et al. (2003) foi proposta uma metodologia de otimização deste tipo de controle de vibração a fim de reduzir o ruído proveniente da estrutura, para isto, utilizaram o método dos elementos finitos para a identificação de pontos da estrutura de maior energia de deformação modal e então a determinação da localização e tamanhos ótimos do dispositivo. Outra abordagem foi utilizada na pesquisa realizada por Hujare e Sahasrabudhe (2014) na qual foi estudada a influência da espessura do material viscoelástico no fator de perda modal de uma estrutura vibrante. Naquela pesquisa, análises numéricas e experimentais foram realizadas em um elemento de viga para avaliar a efetividade do dispositivo de controle.

## 2.2 MODELAMENTO MATEMÁTICO

O caso estudado neste trabalho requer um controle de vibrações de fácil implementação, em campo. Como os tratores que possuíam elevado ruído já estavam em campo, não era possível alterar o projeto do trator. Uma primeira alternativa avaliada foi a introdução de coxins (um tipo de isolamento de vibrações) na entrada do sistema, antes do suporte do teto, mas a inserção deste tipo de dispositivo diminuiria a rigidez de toda a estrutura do teto, podendo acarretar em perda de segurança contra capotamentos. Assim foram projetados neutralizadores dinâmicos, pois não influenciariam na segurança de operação do trator e seria de fácil implementação.

Neste trabalho será utilizada a abordagem similar à apresentada por Bavastri et al. (1997), a qual utiliza o modelo modal do sistema a controlar (sistema primário), o conceito de parâmetros equivalentes generalizados e técnicas de otimização não linear para definir os parâmetros físicos ótimos de um conjunto de NDs simples. Assim, é possível reduzir a resposta vibratória de uma estrutura qualquer com comportamento linear, numa faixa de frequências amplas onde um ou vários modos de vibrar estão presentes.

### 2.2.1 Material viscoelástico

Os materiais viscoelásticos possuem características mistas, apresentadas por duas classes de materiais bem definidas: os líquidos e os sólidos cristalinos, ou seja, são materiais que sofrem simultaneamente deformações elásticas e viscosas. A relação entre tensão e deformação deste tipo de material não é obtida diretamente através de uma constante de proporcionalidade como nos altamente elásticos, mas sim através de uma equação constitutiva envolvendo vários termos de derivadas de ordens diferentes relacionando a tensão e deformação.



Bagley e Torvik (1983) propuseram uma forma de descrever o comportamento destes materiais, na relação entre tensão e deformação, de forma mais simples, utilizando um modelo de ordem fracionária. Uma forma geral do modelo de derivadas fracionárias unidimensional para materiais viscoelásticos pode ser descrito da seguinte forma:

$$\sigma(t) + \sum_{m=1}^M b_m D^{\beta_m} \sigma(t) = E_0 \varepsilon(t) + \sum_{n=1}^N E_n D^{\alpha_n} \varepsilon(t). \quad (2.1)$$

Assim o módulo de elasticidade complexo,  $E_c(\Omega)$ , para o modelo de Zenner, pode ser determinado através do modelo de derivadas fracionárias de quatro parâmetros:

$$E_c(\Omega) \approx \frac{E_0 + E_\infty (i\Omega b)^\alpha}{1 + (i\Omega b)^\alpha} = \frac{E_0 + E_\infty \phi(i\Omega_r)^\alpha}{1 + \phi(i\Omega_r)^\alpha} \quad (2.2)$$

sendo  $E_0$  o valor assintótico do módulo elástico para frequências muito baixas e  $E_\infty$  para frequências muito altas,  $b$  a constante do tempo de relaxação do material e  $\alpha$  é a ordem fracionária da derivada respectiva à equação diferencial constitutiva do material viscoelástico. O lado direito da equação (2.2) mostra a equação em função da frequência reduzida  $\Omega_r$ . Os parâmetros desta equação são determinados da seguinte forma:

$$b = b_0 s(T); \quad (2.3)$$

$$\Omega_r = \Omega s(T); \quad (2.4)$$

$$\phi = b_0^\alpha; \quad (2.5)$$

$$\log_{10} s(T) = \frac{-\theta_1 (T - T_0)}{(\theta_2 + T - T_0)}. \quad (2.6)$$

A equação (2.3) mostra que a constante  $b$  depende de  $b_0$ , que é  $b$  computado na temperatura de referência  $T_0$ , e de  $s(T)$ , que é um parâmetro dependendo do material determinado pela equação (2.6). Nesta equação, por sua vez,  $\theta_1$  e  $\theta_2$  são parâmetros relativos ao material determinados experimentalmente e  $T$  a temperatura de operação do ND.

Da mesma forma, no caso do ND trabalhando em cisalhamento puro, a fim de se obter o módulo de cisalhamento complexo ( $G_c$ ), a equação (2.2) pode ser reescrita como:

$$G_c(\Omega) \approx \frac{G_0 + G_\infty (i\Omega b)^\alpha}{1 + (i\Omega b)^\alpha} = \frac{G_0 + G_\infty \phi(i\Omega_r)^\alpha}{1 + \phi(i\Omega_r)^\alpha}. \quad (2.7)$$

De acordo com as equações anteriores, pode-se perceber que os termos  $E_c$  e  $G_c$  dependem não só da frequência, mas também da temperatura. Assim, o módulo de elasticidade pode ser descrito de forma mais ampla de acordo com a equação:

$$E_c(\Omega, \theta) = E_r(\Omega, \theta) + iE_i(\Omega, \theta), \quad (2.8)$$

sendo  $E_r(\Omega, \theta)$  a parcela real do módulo complexo, conhecido como módulo dinâmico e  $E_i(\Omega, \theta)$  a parcela imaginária do módulo complexo.

Da mesma forma, o módulo de cisalhamento pode ser descrito de acordo com a equação (2.8), substituindo E por G, de acordo com a equação:

$$G_c(\Omega, \theta) = G_r(\Omega, \theta) + iG_i(\Omega, \theta) = G_r(\Omega, \theta)(1 + i\eta_G(\Omega, \theta)), \quad (2.9)$$

sendo  $\eta$  o fator de perda que está relacionado com a capacidade do material de dissipar energia vibratória e é dado por:

$$\eta_E(\Omega, \theta) = \frac{E_i(\Omega, \theta)}{E_r(\Omega, \theta)} \quad ; \quad \eta_G(\Omega, \theta) = \frac{G_i(\Omega, \theta)}{G_r(\Omega, \theta)}. \quad (2.10)$$

A parte real do módulo de cisalhamento ( $G_r(\Omega)$ ) tem uma relação direta com a parte real do módulo de elasticidade ( $E_r(\Omega)$ ), mostrado na equação:

$$G_r(\Omega) = \frac{E_r(\Omega)}{2 * (1 + \nu)} \cong \frac{E_r(\Omega)}{3}. \quad (2.11)$$

### 2.2.2 Parâmetros equivalentes generalizados

Para se modelar um sistema primário geometricamente complexo, com múltiplos graus de liberdade, ao qual é fixado um conjunto de NDs, utiliza-se o conceito de parâmetros equivalentes generalizados (ESPÍNDOLA e SILVA, 1992). Estes parâmetros são determinados através de uma equivalência dinâmica entre o modelo clássico de um ND e um modelo equivalente composto com uma massa ligada ao ponto de fixação daquele e um amortecedor que une esta à terra. A rigidez do material viscoelástico pode ser descrita, segundo Espíndola e Silva (1992), através da equação:

$$\bar{K}(\theta, \Omega) = L\bar{G}(\theta, \Omega) = LG(\theta, \Omega)[1 + \eta(\theta, \Omega)] \text{ ou} \quad (2.12)$$

$$\bar{K}(\theta, \Omega) = L\bar{E}(\theta, \Omega) = LE(\theta, \Omega)[1 + \eta(\theta, \Omega)], \quad (2.13)$$

sendo L um fator que depende da geometria dado por

$$L = A/h, \quad (2.14)$$

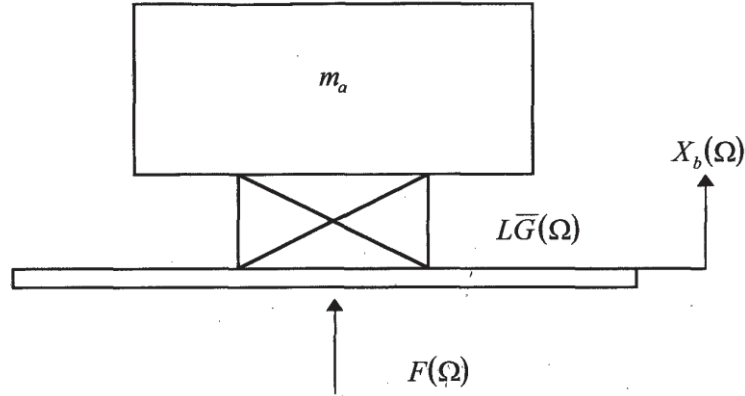
em casos do elemento viscoelástico atuando em cisalhamento puro, e

$$L = 3A/l \quad (2.15)$$

onde A é a área carregada, l é o comprimento e h é a espessura da manta viscoelástica.

Por simplificação de notação, retira-se das equações seguintes a dependência com a temperatura  $\theta$ .

Figura 2.2 – Representação de um ND simples



Fonte: Bavastrri, 1997.

Na figura 2.2,  $m_a$  é a massa do ND,  $X_b(\Omega)$  e  $F(\Omega)$  são as transformadas de Fourier do deslocamento  $x_b(t)$  e da força  $f(t)$  aplicada à base do modelo, respectivamente. Neste trabalho, sem perda de generalidade, a massa da base do modelo da figura 2.2 será considerada nula.

De acordo com a pesquisa (BAVASTRI, 1997) a impedância mecânica ( $Z_a(\Omega)$ ) e a massa dinâmica ( $M_a(\Omega)$ ) deste sistema são descritas pelas equações (2.16) e (2.17), respectivamente.

$$Z_a(\Omega) = \frac{-im_a\Omega L\bar{G}(\Omega)}{m_a\Omega^2 - L\bar{G}(\Omega)} \quad (2.16)$$

$$M_a(\Omega) = -m_a \frac{L\bar{G}(\Omega)}{m_a\Omega^2 - L\bar{G}(\Omega)} \quad (2.17)$$

O denominador das equações (2.16) e (2.17) iguala-se a zero na ausência de amortecimento, sendo possível determinar a frequência de antirressonância ( $\Omega_a$ ) pela equação:

$$\Omega_a^2 = \frac{LG(\Omega_a)}{m_a}. \quad (2.18)$$

Desta forma, quando o sistema é excitado na frequência  $\Omega_a$ , os parâmetros  $Z_a(\Omega_a)$  e  $M_a(\Omega_a)$  tendem a ser elevados. Este conceito é importante para o entendimento do funcionamento de um neutralizador dinâmico pois, através de um projeto adequado, este introduz no sistema primário uma elevada impedância dinâmica na faixa de frequência desejada, fazendo com que a vibração do sistema primário seja reduzida.

Definindo  $G(\Omega) = G(\Omega_a)r(\Omega)$  e  $\varepsilon_a = \Omega/\Omega_a$ , sendo  $r(\Omega)$  a razão de rigidezes dinâmicas e  $\varepsilon_a$  a razão de frequências, as equações (2.16) e (2.17) podem ser reescritas de forma adimensional como:

$$Z_a(\Omega) = -im_a\Omega \frac{r(\Omega)[1 + i\eta(\Omega)]}{\varepsilon_a^2 - r(\Omega)[1 + i\eta(\Omega)]} e \quad (2.19)$$

$$M_a(\Omega) = -m_a \frac{r(\Omega)[1 + i\eta(\Omega)]}{\varepsilon_a^2 - r(\Omega)[1 + i\eta(\Omega)]}. \quad (2.20)$$

Segundo Espindola e Silva (1992), o amortecimento viscoso ( $c_e(\Omega)$ ) e a massa ( $m_e(\Omega)$ ) equivalentes generalizados são definidos como sendo a parte real da impedância mecânica ( $Z_a(\Omega)$ ) e da massa dinâmica ( $M_a(\Omega)$ ), respectivamente:

$$c_e(\Omega) = m_a\Omega_a \frac{r(\Omega)\eta(\Omega)\varepsilon_a^3}{[\varepsilon_a^2 - r(\Omega)]^2 + [r(\Omega)\eta(\Omega)]^2} e \quad (2.21)$$

$$m_e(\Omega) = -m_a \frac{r(\Omega)\{\varepsilon_a^2 - r(\Omega)[1 + \eta^2(\Omega)]\}}{[\varepsilon_a^2 - r(\Omega)]^2 + [r(\Omega)\eta(\Omega)]^2}. \quad (2.22)$$

Para o modelo particular de neutralizador viscoelástico, podem ser feitas as seguintes considerações:

$$r(\Omega) = \frac{K(\Omega)}{K(\Omega_a)} = \frac{LG(\Omega)}{LG(\Omega_a)} = \frac{\alpha\Omega}{\alpha\Omega_a} = \varepsilon_a \quad (2.23)$$

$$\eta(\Omega) = \eta = cte. \quad (2.24)$$

Simplificando as equações, os parâmetros equivalentes são dados por:

$$c_e(\Omega) = m_a\Omega_a \frac{\eta\varepsilon_a^2}{(\varepsilon_a - 1)^2 + \eta^2} e \quad (2.25)$$

$$m_e(\Omega) = -m_a \frac{\varepsilon_a - (1 + \eta^2)}{(\varepsilon_a - 1)^2 + \eta^2}. \quad (2.26)$$

### 2.2.3 Sistemas lineares com múltiplos graus de liberdade

Nesta seção, será apresentado o modelo viscoso para representar um sistema primário com múltiplos graus de liberdade.

#### 2.2.3.1 Modelo viscoso para sistemas lineares com múltiplos graus de liberdade

A equação de movimento de um sistema linear de múltiplos graus de liberdade ( $n$ ), invariante no tempo, é mostrada na equação:

$$M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = f(t). \quad (2.27)$$

Considerando uma vibração livre, ou seja,  $f(t)$  igual à zero, e assumindo  $q(t) = \emptyset e^{st}$ , o sistema dado pela equação (2.27) pode ser representado segundo a equação:

$$(s^2M + sC + K)\emptyset e^{st} = 0. \quad (2.28)$$

Como  $e^{st} \neq 0$  a equação fica:

$$(s^2M + sC + K)\phi = 0. \quad (2.29)$$

A solução não trivial da equação (2.29) é obtida através da equação:

$$\det[s^2M + sC + K] = 0. \quad (2.30)$$

Do polinômio obtido pela equação (2.30) obtém-se  $2n$  valores para  $s$ . Substituindo cada  $s_j$ , com  $j = 1$  a  $2n$ , na equação (2.29), determina-se um vetor  $\phi_j$  de valores relativos. As raízes  $s_j$  são chamadas autovalores e os vetores  $\phi_j$  associados a elas são os autovetores correspondentes. Os  $2n$  autovalores podem reais e distintos, reais e iguais, complexos ou complexos conjugados, uma vez que os coeficientes das matrizes são reais. A forma mais geral do autovalor e seu complexo conjugado são dadas por:

$$s_j = \delta_j + i\nu_j \quad e \quad s_j^* = \delta_j - i\nu_j. \quad (2.31)$$

Cada par de autovalores complexos e complexos conjugados tem um par de autovetores complexos conjugados correspondentes.

#### 2.2.3.2 Problema de autovalores não amortecidos

Sabe-se que todo sistema possui amortecimento, mas para simplificação do modelo matemático, considerar-se-á, inicialmente, que a matriz de amortecimento ( $C$ ) é nula. Sem perda de generalidade, na sequência esta matriz será novamente introduzida considerando que a mesma é proporcional a  $M$  e/ou  $K$ .

Desta forma, a equação (2.29) pode ser reescrita pela equação:

$$(s^2M + K)\phi = 0. \quad (2.32)$$

Os autovalores desta equação são imaginários, puros e conjugados (ESPINDOLA, 1986), dados por:

$$s_j = i\Omega_j; \quad s_j^* = -i\Omega_j. \quad (2.33)$$

Substituindo (2.33) em (2.32) tem-se a equação:

$$K\phi_j = \Omega_j^2 M\phi_j. \quad (2.34)$$

A solução da equação (2.34) resulta em  $\phi_j$  e  $\Omega_j^2$ . Sendo que os autovetores obtidos ( $\phi_j$ ) são reais e iguais. Este conjunto de matrizes chama-se de modelo modal (BAVASTRI, 1997). Espíndola (1986) demonstrou a propriedades de ortogonalidade do modelo modal, através das equações:

$$\Phi^T M \Phi = \text{diag}(m_j), \quad (2.35)$$

$$\Phi^T K \Phi = \text{diag}(k_j) \quad e \quad (2.36)$$

$$\text{diag}(\Omega_j^2) = \left( \text{diag}(m_j) \right)^{-1} \text{diag}(k_j). \quad (2.37)$$

Cada componente da equação (2.37) resulta em  $\Omega_j^2 = k_j/m_j$ . Sendo  $k_j$  e  $m_j$  denominadas massa e rigidez modais do  $j$ -ésimo modo de vibrar, com  $j = 1, 2, \dots, n$ . Desta forma, normalizam-se os autovetores de acordo com a equação:

$$\Psi = \frac{\Phi_j}{\sqrt{m_j}}. \quad (2.38)$$

Com os autovetores normalizados, as seguintes relações são válidas:

$$\Psi^T M \Psi = I \quad e \quad (2.39)$$

$$\Psi^T K \Psi = \text{diag}(\Omega_j^2). \quad (2.40)$$

### 2.2.3.3 Modelo viscoso proporcional

Como uma forma de simplificação, é possível considerar a matriz de amortecimento ( $C$ ) proporcional às matrizes de rigidez ( $K$ ) e massa ( $M$ ):

$$C = \beta K + \gamma M. \quad (2.41)$$

Desta forma, prova-se que essa matriz é, também, ortonormalizável:

$$\Psi^T C \Psi = \beta \text{diag}(k_j) + \gamma \text{diag}(m_j) = \text{diag}(c_j). \quad (2.42)$$

O termo  $c_r$  denomina-se amortecimento modal sendo  $j = 1, 2, \dots, n$ . O denominado amortecimento crítico ( $c_{cr}$ ) é definido pela equação (2.43). E a relação de amortecimento modal pela equação (2.44), sendo a relação entre o amortecimento modal ( $c_r$ ) e o amortecimento crítico ( $c_{cr}$ ).

$$c_{cr} = 2m_j\Omega_j \quad (2.43)$$

$$\xi_r = \frac{c_r}{c_{cr}} \quad (2.44)$$

Uma forma muito utilizada para escrever o coeficiente de amortecimento modal se dá pela equação:

$$c_r = 2\xi_r m_j \Omega_j. \quad (2.45)$$

De acordo com Ewins (1984), para sistemas modelados através do modelo viscoso proporcional, os autovalores são complexos e conjugados sendo  $\delta_j$  a parte real e  $v_j$  a parte imaginária, descritos pelas equações:

$$\delta_j = \xi_j \Omega_j \quad e \quad (2.46)$$

$$v_j = \Omega_j \sqrt{1 - \xi_j^2}. \quad (2.47)$$

### 2.2.3.4 Coordenadas principais – Resposta em frequência

O sistema de equações para sistemas com múltiplos graus de liberdade, no domínio da frequência é dado por:



$$[-\Omega^2 M + i\Omega C + K]Q(\Omega) = F(\Omega), \quad (2.48)$$

sendo  $F(\Omega)$  e  $Q(\Omega)$  a transformada de Fourier de  $f(t)$  e  $q(t)$ , respectivamente.

Aplicando uma transformação de coordenada:

$$Q(\Omega) = \Psi P(\Omega), \quad (2.49)$$

sendo  $Q(\Omega)$  o vetor de coordenadas generalizadas e  $P(\Omega)$  o vetor de coordenadas principais, que normalmente não possuem sentido físico. Substituindo a equação (2.49) na equação (2.48) e pré-multiplicando por  $\Psi^T$ , tem-se a equação:

$$[-\Omega^2 I + i\Omega \text{diag}(2\xi_j \Omega_j) + \text{diag}(\Omega_j^2)]P(\Omega) = N(\Omega) = \Psi^T F(\Omega), \quad (2.50)$$

com  $j = 1, 2, \dots, n$ .

Através desta transformação forma-se o espaço modal que tem como característica ter um sistema de equações que pode estar desacoplado. Isto significa que cada linha  $r$  do sistema de equações poderia ser resolvida separadamente, da mesma forma que para um sistema de um grau de liberdade. A equação de uma linha  $j$  deste sistema ficaria:

$$[-\Omega^2 I + i\Omega 2\xi_j \Omega_j + \Omega_j^2]P_j(\Omega) = N_j(\Omega). \quad (2.51)$$

Igualando-se o primeiro termo da equação (2.51) a zero, têm-se as frequências naturais para sistemas viscosos proporcionais que foram determinadas anteriormente através das equações (2.46) e (2.47). Definindo:

$$D_0 = [-\Omega^2 I + i\Omega \text{diag}(2\xi_j \Omega_j) + \text{diag}(\Omega_j^2)], \quad (2.52)$$

as coordenadas principais podem ser calculadas através das equações:

$$P(\Omega) = D_0^{-1} N(\Omega) \quad e \quad (2.53)$$

$$P(\Omega) = D_0^{-1} \Psi^T F(\Omega). \quad (2.54)$$

A matriz  $D_0$  é diagonal e é denominada matriz resposta em frequência do espaço modal. Pré-multiplicando a equação (2.54) por  $\Psi$ , obtém-se a resposta em coordenadas generalizadas, como mostrado na equação:

$$Q(\Omega) = \Psi D_0^{-1} \Psi^T F(\Omega). \quad (2.55)$$

Desta forma, chega-se à matriz de resposta em frequência relacionando  $Q(\Omega)$  por  $F(\Omega)$ :

$$\alpha(\Omega) = \Psi D_0^{-1} \Psi^T. \quad (2.56)$$

A resposta em frequência de um elemento desta matriz se dá pela equação:

$$\alpha_{ks}(\Omega) = \sum_{r=1}^n \frac{\Psi_{kj} \Psi_{sj}}{-\Omega^2 + \Omega_j^2 + i2\xi_j \Omega_j \Omega}. \quad (2.57)$$

sendo  $\alpha_{ks}$  a resposta em frequência do sistema da coordenada generalizada  $k$  quando excitado na coordenada  $s$ .

2.2.4 Sistema com múltiplos graus de liberdade com o acoplamento de neutralizadores dinâmicos utilizando o modelo viscoso proporcional

A equação de movimento de um sistema composto (sistema a controlar + neutralizadores dinâmicos simples) de múltiplos graus de liberdade, no domínio da frequência, pode ser escrita conforme a equação:

$$[-\Omega^2 \tilde{M} + i\Omega \tilde{C} + K]Q(\Omega) = F(\Omega), \quad (2.58)$$

sendo  $\tilde{M}$  e  $\tilde{C}$  as matrizes de massa e de amortecimento do sistema composto.

Supondo que um neutralizador seja acoplado em cada coordenada generalizada, ou seja, sendo  $p$  coordenadas generalizadas ( $q_{k1}, q_{k2}, \dots, q_{kp}$ ),  $p$  neutralizadores sejam acoplados no sistema primário, suas massas e amortecimentos equivalentes generalizados serão  $[m_{e1}, m_{e2}, \dots, m_{ep}]$  e  $[c_{e1}, c_{e2}, \dots, c_{ep}]$ , respectivamente. As matrizes de massa e amortecimento do sistema composto são mostradas nas equações:

$$\tilde{M} = M + \begin{bmatrix} 0 & & \dots & 0 \\ \vdots & m_{e1} & & \vdots \\ & 0 & \ddots & \\ 0 & & & m_{ep} \\ & & \dots & 0 \end{bmatrix} e \quad (2.59)$$

$$\tilde{C} = C + \begin{bmatrix} 0 & & \dots & 0 \\ \vdots & c_{e1} & & \vdots \\ & 0 & \ddots & \\ 0 & & & c_{ep} \\ & & \dots & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.60)$$

O espaço modal obtido pela equação (2.50) para sistemas com múltiplos graus de liberdade pode ser aplicado em sistemas compostos (sistema primário + neutralizadores dinâmicos) a partir dos autovetores do sistema primário, já que a equação de movimento é expressa apenas em função das coordenadas generalizadas do sistema primário. Diferentemente do espaço modal do sistema primário sem neutralizadores, o espaço modal do sistema composto não fica desacoplado. Pela técnica de parâmetros equivalentes utilizados o tamanho do sistema não muda ao adicionar-se neutralizadores dinâmicos, facilitando a chegada ao resultado.

#### 2.2.5 Truncamento

Para reduzir o tamanho do problema, dentro de um ambiente de otimização, são usados apenas alguns modos de vibrar para modelar o sistema, dentro da faixa de frequência de

vibração de interesse. Adiciona-se um ou dois modos a mais acima e abaixo desta faixa, a fim de melhorar a resposta nos limites desta faixa. Ao truncar o sistema, a nova matriz de  $\hat{n}$  modos de vibrar fica:

$$\hat{\Phi}_{nx\hat{n}} = [\phi_1 \quad \phi_2 \quad \phi_3 \quad \dots \quad \phi_{\hat{n}}]; \quad n \gg \hat{n}. \quad (2.61)$$

Aplicando a transformação de coordenadas a fim de obter o espaço modal, tem-se

$$Q(\Omega)_{nx1} = \hat{\Phi}_{nx\hat{n}} \hat{P}(\Omega)_{\hat{n}x1}. \quad (2.62)$$

Substituindo (2.62) em (2.58) e pré-multiplicando por  $\hat{\Phi}^T$ , tem-se

$$[-\Omega^2 [\text{diag}(\hat{m}_j) + \hat{M}_a(\Omega)] + i\Omega \text{diag}(\hat{c}_j) + \hat{C}_a(\Omega) + \text{diag}(\hat{k}_j)] \hat{P}(\Omega) = \hat{\Phi}^T F(\Omega) = \hat{N}(\Omega). \quad (2.63)$$

As matrizes  $\hat{M}_a(\Omega)$  e  $\hat{C}_a(\Omega)$  são escritas de acordo com as equações

$$\hat{M}_a(\Omega) = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^p m_{eq_i} \Phi_{ri1}^2 & \dots & \sum_{i=1}^p m_{eq_i} \Phi_{ri1} \Phi_{ri\hat{n}} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{i=1}^p m_{eq_i} \Phi_{ri\hat{n}} \Phi_{ri1} & \dots & \sum_{i=1}^p m_{eq_i} \Phi_{ri\hat{n}}^2 \end{bmatrix} e \quad (2.64)$$

$$\hat{C}_a(\Omega) = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^p c_{eq_i} \Phi_{ri1}^2 & \dots & \sum_{i=1}^p c_{eq_i} \Phi_{ri1} \Phi_{ri\hat{n}} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{i=1}^p c_{eq_i} \Phi_{ri\hat{n}} \Phi_{ri1} & \dots & \sum_{i=1}^p c_{eq_i} \Phi_{ri\hat{n}}^2 \end{bmatrix}, \quad (2.65)$$

sendo  $ri$  o  $ri$ -ésimo grau de liberdade onde o ND é fixado.

Os outros termos da equação (2.63), são descritos da seguinte forma:

$$\text{diag}(\hat{m}_j) = I; \quad (2.66)$$

$$\text{diag}(\hat{c}_j) = 2\xi_j \Omega_j; \quad (2.67)$$

$$\text{diag}(\hat{k}_j) = \text{diag}(\Omega_j^2) = \lambda_j. \quad (2.68)$$

Definindo a matriz  $\hat{D}$  como:

$$\hat{D} = [-\Omega^2 [\text{diag}(\hat{m}_j) + \hat{M}_a(\Omega)] + i\Omega \text{diag}(\hat{c}_j) + \hat{C}_a(\Omega) + \text{diag}(\hat{k}_j)], \quad (2.69)$$

as coordenadas físicas do sistema podem ser obtidas através da equação:

$$Q(\Omega) = \hat{\Phi} \hat{D}^{-1} \hat{\Phi}^T F(\Omega). \quad (2.70)$$

Desta forma, a matriz de receptância do sistema composto truncado fica:

$$\alpha(\Omega) = \hat{\Phi} \hat{D}^{-1} \hat{\Phi}^T. \quad (2.71)$$

Definindo:

$$\hat{D}^{-1} = \hat{E} \quad (2.72)$$

para melhor entendimento, cada elemento desta matriz pode ser expresso pela equação:

$$\alpha_{ks}(\Omega) = \sum_{j=1}^{\hat{n}} \sum_{i=1}^{\hat{n}} \hat{E}_{ij} \hat{\Phi}_{si} \hat{\Phi}_{kj}^T. \quad (2.73)$$

Sendo que  $\hat{E}_{ij}$  são elementos da matriz  $\hat{E}$  e  $\hat{\Phi}_{si}$  e  $\hat{\Phi}_{kj}$  são elementos da matriz  $\hat{\Phi}$ . Sendo  $k$  a coordenada generalizada onde se calcula a resposta em frequência e  $s$  a coordenada generalizada onde é feita a excitação do sistema.

Como a equação de movimento demonstrada em (2.63) não é desacoplada no caso de sistemas compostos, é necessária a implementação de técnicas de otimização a fim de obter os parâmetros ótimos dos ND (massa, frequência e amortecimento). As massas dos neutralizadores podem ser obtidas através do método proposto por Espíndola e Silva (1992) que utiliza o conceito de relação de massas modal (tratamento modo a modo) em equivalência com o modelo de Den Hartog (1956) para sistemas com um grau de liberdade. Nesse modelo, assume-se que as matrizes  $\Phi^T \hat{M} \Phi$  e  $\Phi^T \hat{C} \Phi$  são predominantemente diagonais.

Tomando-se o  $j$ -ésimo modo da equação (2.63) e desprezando-se os termos das matrizes  $\hat{M}_a(\Omega)$  e  $\hat{C}_a(\Omega)$  fora das diagonais, chega-se à equação:

$$\left[ -\Omega^2 \left( m_j + \sum_{i=1}^p m_{eqi} \phi_{rij}^2 \right) + i\Omega \left( c_j + \sum_{i=1}^p c_{eqi} \phi_{rij}^2 \right) + k_j \right] P_j(\Omega) = N_j(\Omega), \quad (2.74)$$

sendo que  $j$  varia de 1 a  $\hat{n}$ .

Definindo a variável  $H_j$  como mostrado na equação:

$$H_j(\Omega) = \frac{P_j(\Omega)}{N_j(\Omega)} = \frac{1}{(k_j - \Omega^2 m + i\Omega c_j) + \sum_{i=1}^p \phi_{rij}^2 (-\Omega^2 m_{eqi}(\Omega) + i\Omega c_{eqi}(\Omega))} \quad (2.75)$$

e comparando com a equação:

$$H(\Omega) = \frac{Q(\Omega)}{F(\Omega)} = \frac{1}{(k - \Omega^2 m + i\Omega c) + (-\Omega^2 m_{eqi}(\Omega) + i\Omega c_{eqi}(\Omega))} \quad (2.76)$$

que representa a inércia de um sistema de um grau de liberdade, chega-se ao modelo proposto por Espíndola e Silva (1992) comentado anteriormente, de controle de vibrações modo a modo para sistemas com múltiplos graus de liberdade, mostrado na equação:

$$\mu_j = \frac{\sum_{i=1}^p \phi_{rij}^2 m_{ai}^{(j)}}{m_j}, \quad (2.77)$$

sendo  $m_{ai}^{(j)}$  a massa do  $i$ -ésimo ND para o  $j$ -ésimo modo de vibrar.

Após o cálculo das massas dos neutralizadores, pode ser utilizada alguma técnica de otimização não linear a fim de determinar as frequências e amortecimentos ótimos dos neutralizadores. No término da otimização, as frequências naturais ótimas dos neutralizadores são determinadas.

### 2.2.6 Projeto do neutralizador dinâmico

Com a massa e frequência natural ótima, é possível determinar um parâmetro que é fundamental para o projeto do neutralizador, o fator de forma (L), que é calculado segundo a equação:

$$L = \frac{\Omega_a^2 m}{G_r(\Omega_a)}, \quad (2.78)$$

sendo  $\Omega_a$  a frequência ótima,  $m$  a massa do neutralizador e  $G_r(\Omega_a)$  o módulo de cisalhamento do material viscoelástico na frequência de interesse.

A partir do fator de forma, para neutralizadores atuando em cisalhamento, determinam-se as dimensões da manta viscoelástica, a saber: a base (b), a largura (h) e a espessura (e) tabelada pelo fabricante, pela equação:

$$L = \frac{A}{e} = \frac{bh}{e}. \quad (2.79)$$

No caso de neutralizador dinâmico em compressão, há um desafio maior em relação ao cálculo do módulo de cisalhamento ( $G_r(\Omega_a)$ ), pois para calculá-lo leva-se em conta o módulo elástico aparente do material, dado pela equação:

$$E_a(\Omega_a) = k_p * E(\Omega_a), \quad (2.80)$$

sendo  $k_p$  uma variável dependente da geometria do neutralizador, dado por:

$$k_p = 1 + \beta * S^2 \quad (2.81)$$

sendo  $S$  a relação entre área carregada e área livre do ND e  $\beta$  uma constante numérica obtida experimentalmente em função da forma do ND. Para seções quadradas, circulares ou moderadamente retangulares, esta constante é aproximadamente igual a dois. Assim, o fator de forma em casos do neutralizador atuando em compressão é calculado pela equação:

$$L = \frac{3 * k_p * A}{e} = \frac{3 * k_p * bh}{e}. \quad (2.82)$$

## 2.3 PROCESSAMENTO DE SINAIS

Neste trabalho foram realizadas análises modais virtuais (através do método dos elementos finitos), experimentais e também operacionais. Para isto, alguns conceitos de processamento de sinais foram necessários para se obter resultados confiáveis e assim chegar a conclusões fidedignas ao problema.

Para a análise modal experimental foi utilizado um martelo de impacto pequeno com um transdutor de força, o impacto foi realizado em todos os pontos de reposta de aceleração do sistema, com isto as curvas de inertância foram obtidas. A inertância é uma das funções de

resposta em frequência que é a razão entre a resposta de aceleração e a força de excitação do sistema, ambos no domínio da frequência. Estas curvas são obtidas utilizando a transformada de Fourier nos sinais aqusitados no domínio do tempo e processando a divisão entre eles posteriormente. Os tipos de janelamento utilizados nos sinais dos experimentos foram o janelamento Hanning no sinal de resposta e o janelamento exponencial no sinal de entrada, a fim de reduzir o ruído no sistema.

A análise modal operacional, diferentemente da análise modal experimental convencional, é realizada com o sistema em movimento, em situação de operação. Assim, em vez de se utilizar um martelo para dar uma excitação ao sistema, utiliza-se a própria excitação inerente ao sistema e utiliza-se um acelerômetro como referência de entrada do mesmo. Diferentemente da análise modal experimental convencional na qual se utiliza o martelo de impacto, sendo este feito no menor tempo de contato possível, a fim de se obter uma curva de força de excitação constante no domínio da frequência, a análise operacional não tem uma excitação constante na frequência. Assim, não se pode ter certeza sobre os modos de vibrar do sistema, mas sim as frequências predominantes de vibração do sistema. As curvas obtidas através desta análise denominam-se *cross power spectrum*, que seriam as curvas de potência mútua entre os sinais de entrada e saída do sistema e é descrito pela equação:

$$S_{xy} = A_{m=0}^{M-1} * [X_m^*(k)Y_m(k)], k = 0, \dots, N - 1 \quad (2.83)$$

sendo  $A_{m=0}^{M-1}$  o operador de média entre os espectros de frequência instantâneos m=0 a m=M-1,  $X_m^*(k)$  o complexo conjugado do espectro de frequência instantâneo do sinal X e  $Y_m(k)$  o espectro de frequência instantâneo do sinal Y. Como se trata de uma operação de multiplicação entre os dois sinais, quando ambos tiverem valores altos, a curva de *cross power* terá um valor alto, assim deve-se tomar cuidado ao associar esta curva à curva de resposta em frequência do sistema (LARSEN, 2009).

Para a identificação destas frequências naturais através da análise modal operacional, algumas metodologias podem ser utilizadas, tanto no domínio da frequência como no domínio do tempo. A metodologia utilizada nesta pesquisa é chamada de Polymax, e se trata de uma metodologia de estimativa dos parâmetros modais no domínio da frequência utilizando a técnica de otimização dos mínimos quadrados e é amplamente utilizada na indústria.



### 3 METODOLOGIA

As análises modais numéricas de ambos os tetos foram realizadas através do método de elementos finitos utilizando o pacote de softwares Hyperworks. Sendo que ambos foram modelados com elementos de casca. Para o modelamento dos pontos de solda e do contato do teto com o seu suporte foram utilizados elementos de viga. A condição de contorno foi colocada na base do suporte dos tetos, restringindo todos os graus de liberdade.

Após serem realizadas as análises modais numéricas, foram realizadas as análises modais experimentais a fim de validar o modelo de elementos finitos. Nesta análise foram utilizados o hardware Scadas da LMS, o software Impact Test do mesmo fabricante, vinte acelerômetros ICP uniaxiais posicionados no teto e em sua estrutura e um martelo modal ICP pequeno. Estes testes foram realizados com o trator parado e motor desligado, a fim de se ter o martelo como força de entrada única no sistema.

Alguns testes dinâmicos foram realizados em uma pista reta de asfalto, nas diversas combinações de marcha e gama da transmissão do trator (três gamas e quatro marchas), variando a rotação do motor do seu mínimo valor (aproximadamente 800 rpm) até seu máximo (aproximadamente 2600 rpm). Nestes testes foram utilizados o hardware Scadas da LMS, o software Test Lab do mesmo fabricante, dois microfones ICP posicionados próximos aos ouvidos do operador, vinte acelerômetros ICP uniaxiais posicionados no teto e em sua estrutura e um sensor de rotação fixado próximo a polia do virabrequim do motor. Por meio destes testes foi possível realizar análises modais operacionais a fim de verificar as frequências naturais predominantes dos tetos e também identificar a principal fonte de ruído através do mapeamento das diversas ordens do motor e da transmissão do trator.

Com a identificação das principais frequências naturais relacionadas ao ruído no ouvido do operador, foram feitos alguns projetos de dispositivos de controle de vibração: ND com material C-1002, ND com material Neoprene, ND com maior massa e material C-1002 e uma camada restrita com material borracha butílica. Para os dois primeiros, escolheu-se projetar NDs atuando em cisalhamento, sendo quatro NDs colados em uma única base cúbica de alumínio, a fim de aumentar a massa dos NDs acoplada ao sistema pontualmente. Foi decidido também projetar um único ND para os dois tipos de teto por simplificação.

Para validação dos NDs foram feitos testes de verificação da massa dinâmica deles no LAVIB da UFPR. Foi feita esta verificação para afirmar as suas frequências naturais e se estas estão sintonizadas com a frequência crítica do ruído. O teste foi realizado com um acelerômetro na base do ND e o ponto de impacto próximo a ele. O ND foi posicionado de

forma livre-livre e foi utilizado um martelo modal pequeno da PCB, o software RT Pro Photon da Bruel Kjaer e o hardware do mesmo fabricante.

Como validação final do projeto de controle de vibração, ainda foram feitos testes dinâmicos, realizados com os mesmos equipamentos dos testes preliminares (acelerômetros, microfones, sensor de rotação, entre outros) e com a mesma metodologia, mas desta vez adicionando os NDs nos pontos de máxima amplitude de aceleração na faixa de frequência crítica do ruído, medidos nos testes preliminares. Esta metodologia foi escolhida devido à complexidade dos modos de vibrar nesta faixa de frequência e à alta densidade de modos de vibrar encontrados nesta faixa, sendo eles totalmente diferentes um do outro. Como será demonstrado posteriormente, a adição de um dispositivo de controle de vibrações no teto de plástico acabou sendo desnecessária devido à redução do ruído do trator como um todo. Assim, a partir desta etapa de validação final dos dispositivos o foco do trabalho passou a ser o teto de metal.

Após o estudo feito com o trator, algumas análises numéricas foram feitas a fim de avaliar a influência dos NDs nos modos de vibrar do sistema primário. Estas análises foram realizadas no LAVIB utilizando o software Ansys, com o objetivo de determinar as respostas em frequência do teto metálico com e sem os NDs.

Além destas análises numéricas, foram realizadas algumas análises modais experimentais no LAVIB do teto metálico isoladamente, de forma livre-livre, a fim de verificar a resposta em frequência do teto em alguns pontos com e sem os dispositivos absorvedores de vibração.

Uma última análise numérica foi realizada com outro dispositivo de controle passivo de vibrações, chamado camadas restritas, utilizado para introduzir amortecimento no sistema primário, sem a atuação de forças reativas de vibração como no caso do ND. Esta proposta foi validada experimentalmente no LAVIB, com o teto de forma livre-livre.

## 4 RESULTADOS PRELIMINARES

Neste capítulo serão apresentados os resultados preliminares das análises realizadas para ambos os tetos.

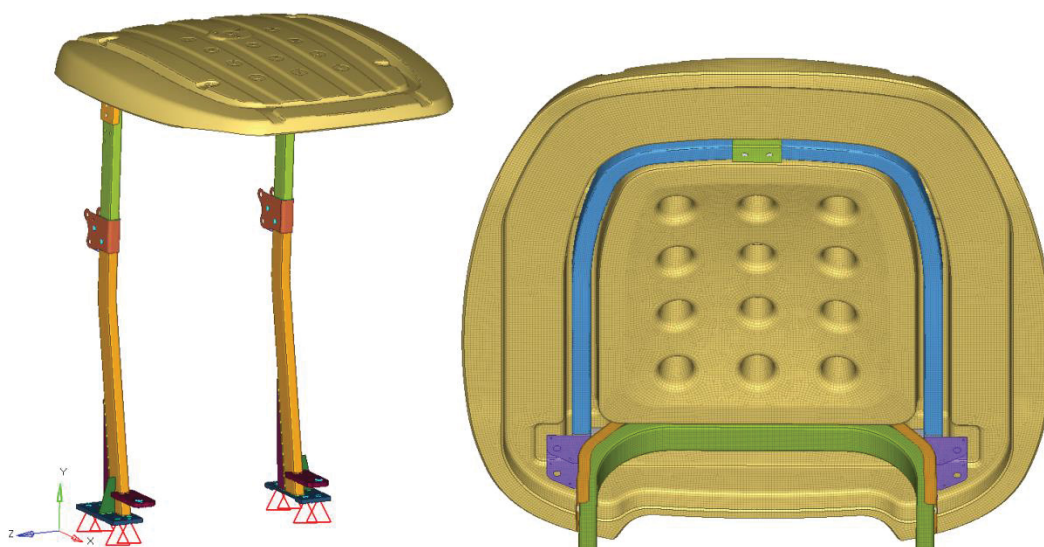
### 4.1 ANÁLISE MODAL NUMÉRICA

As análises modais virtuais de ambos os tetos foram realizadas através do método de elementos finitos utilizando o pacote de softwares Hyperworks. Sendo que ambos foram modelados com elementos de casca e para o modelamento de pontos de solda e contato do teto com o seu suporte elementos de viga foram utilizados elementos de viga. A condição de contorno foi colocada na base do suporte dos tetos, restringindo em todos os graus de liberdade.

#### 4.1.1 Análise modal numérica do teto de plástico

A figura 4.1 mostra o modelo de elementos finitos para o teto de plástico. Nela pode-se verificar a posição da condição de contorno em vermelho.

Figura 4.1 – Modelo numérico da montagem do teto de plástico.



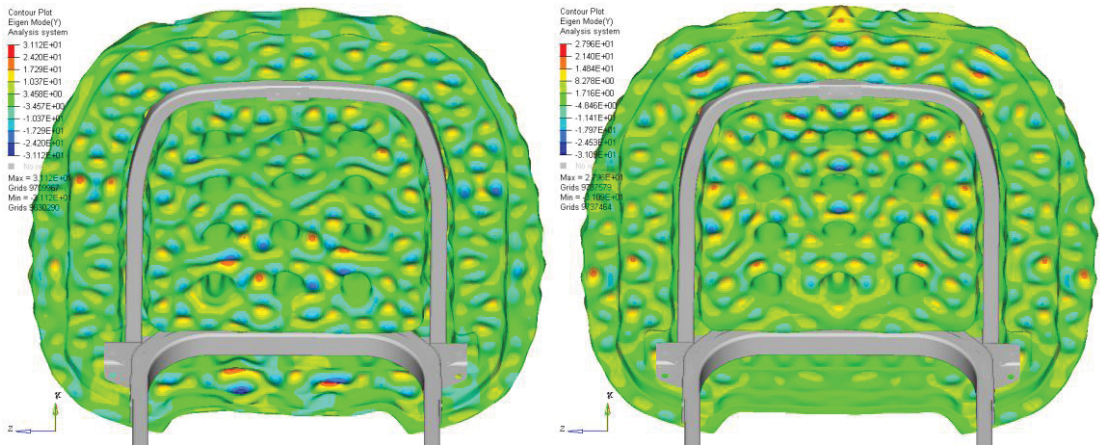
A tabela 4.1 mostra uma relação de algumas das frequências naturais que puderam ser posteriormente verificadas experimentalmente. Foi verificado um grande número de frequências naturais na principal faixa de frequência do ruído, sendo que somente algumas dessas puderam ser identificadas na análise modal operacional a ser mostrada posteriormente.

Tabela 4.1 – Frequências naturais identificadas para o teto de plástico.

Teto de plástico	
Modo	Frequência [Hz]
1	9,7
2	10,6
3	20,9
4	29,1
5	36,5
6	38,4
7	47,3
...	...
8	1092,7
9	1121,0
10	1195,6

A análise modal numérica mostrou uma alta densidade de modos na faixa de frequência próximo de 1120 Hz, frequência mais crítica do ruído para este caso. A figura 4.2 mostra dois destes modos.

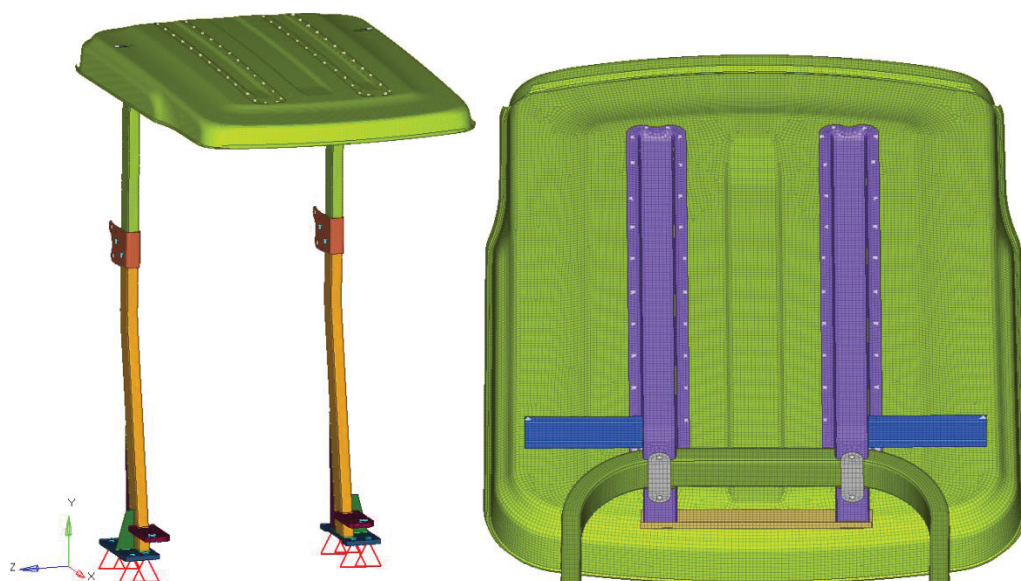
Figura 4.2 – Modos de vibrar na faixa de 1120 Hz do teto de plástico.



4.1.2      Análise modal numérica do teto metálico

A figura 4.3 mostra o modelo de elementos finitos para o teto metálico. Nela, é possível verificar a posição da condição de contorno em vermelho.

Figura 4.3 – Modelo numérico da montagem do teto metálico.



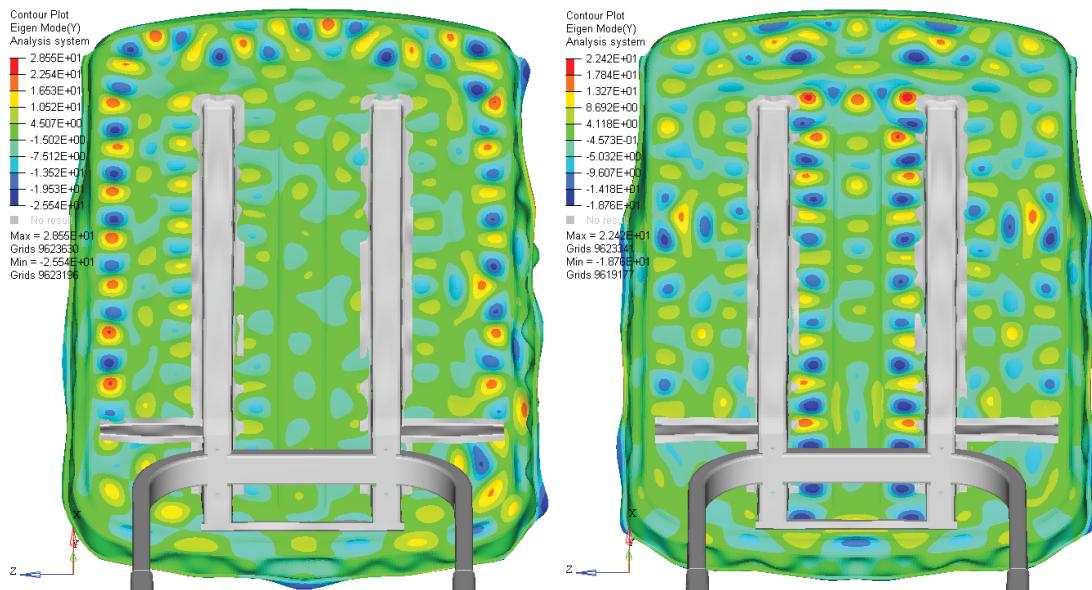
A tabela 4.2 mostra uma relação de algumas das frequências naturais que puderam ser posteriormente verificadas experimentalmente. Assim como para o teto de plástico, para o teto metálico foi verificado um grande número de frequências naturais na principal faixa de frequência do ruído, sendo que somente alguns desses puderam ser identificados na análise modal operacional a ser mostrada posteriormente.

Tabela 4.2 – Frequências naturais identificadas para o teto metálico.

Teto de metal	
Modo	Frequência [Hz]
1	16,9
2	20,5
3	41,0
4	53,5
...	...
5	1124,4
6	1132,8
7	1140,7
8	1152,1
9	1171,6
10	1178,1
11	1185,1
12	1190,2
13	1194,1

A análise modal numérica mostrou uma alta densidade de modos na faixa de frequência próxima de 1180 Hz, frequência mais crítica do ruído para este caso. A figura 4.4 mostra dois destes modos.

Figura 4.4 – Modos de vibrar na faixa de 1180 Hz do teto metálico.



## 4.2 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

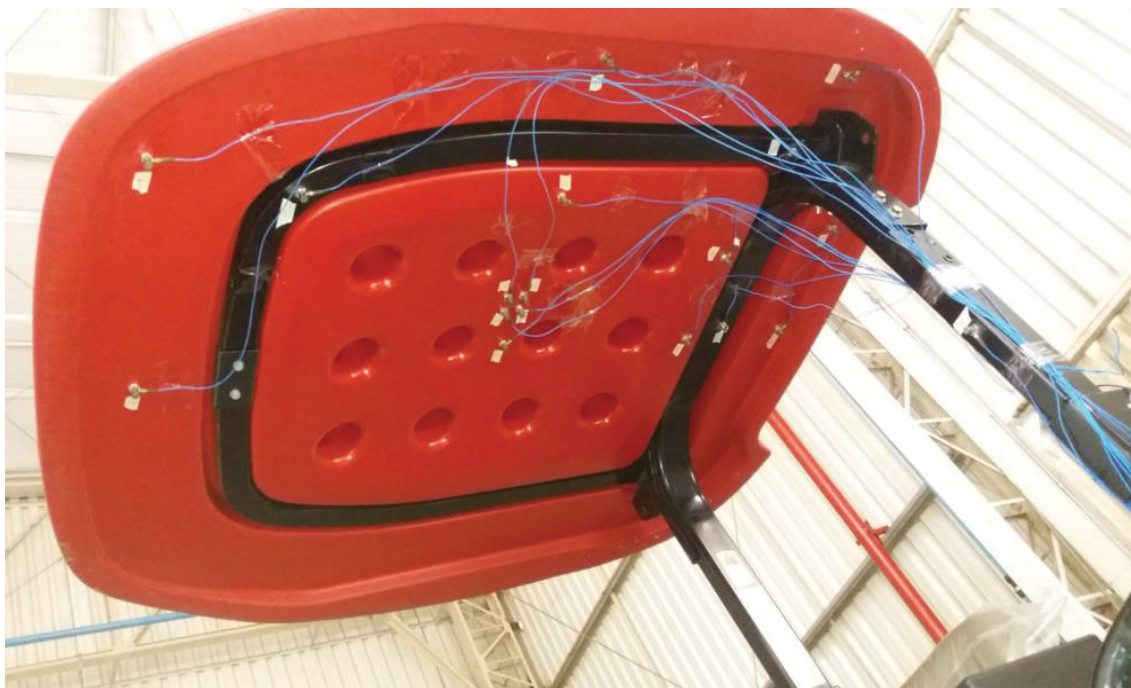
As análises modais experimentais de ambos os tetos (plástico e metal) foram realizadas utilizando um total de vinte acelerômetros e um martelo modal pequeno, sendo que todos os pontos foram excitados durante o teste.

### 4.2.1 Análise modal experimental do teto de plástico

Na figura 4.5 se pode observar a maior parte dos acelerômetros fixados ao teto de plástico.

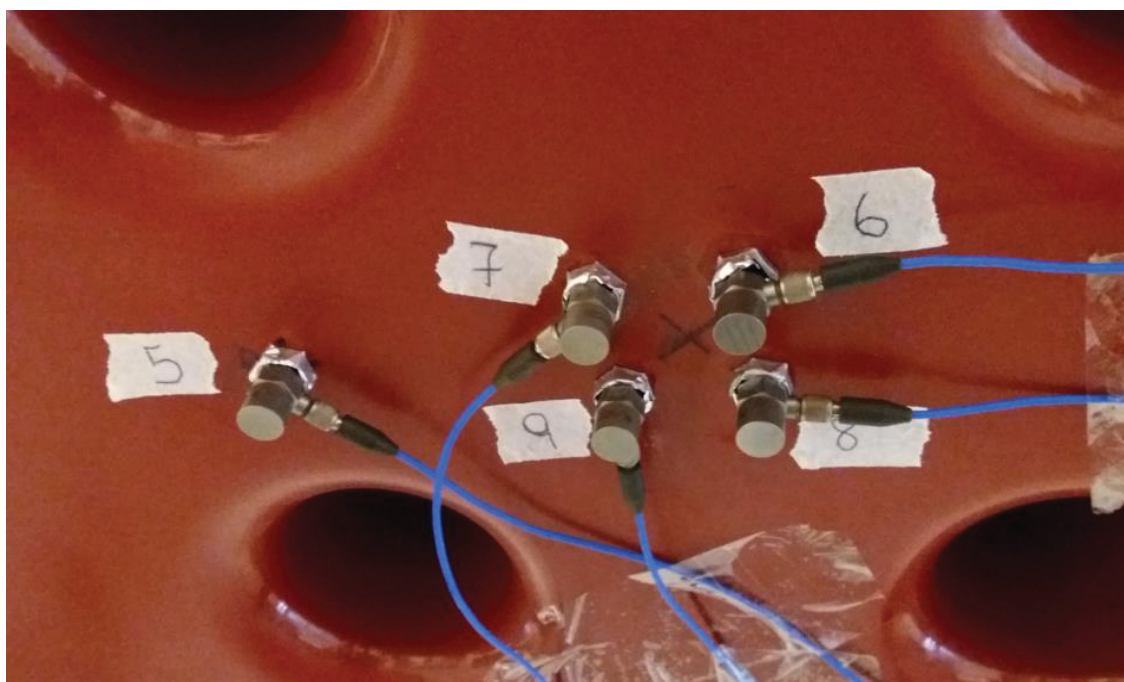


Figura 4.5 – Foto da instrumentação do teto de plástico.



Na figura 4.6 observa-se um detalhe da instrumentação do teto de plástico, em que quatro acelerômetros foram posicionados um em relação ao outro a meio comprimento de onda da frequência de ruído principal, a fim de se identificar essa frequência no teto.

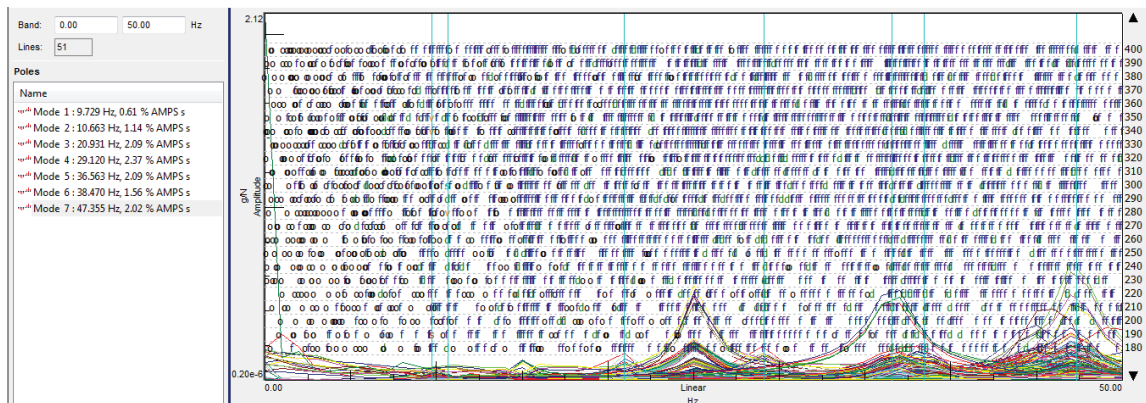
Figura 4.6 – Detalhe da instrumentação do teto de plástico.



A análise modal experimental do teto de plástico apresentou os primeiros sete modos de vibrar do sistema. Acima de 50 Hz observou-se grande ruído no sinal, pois não foi possível excitar o sistema acima desta frequência neste teto. A figura 4.7 mostra a inertância

dos sinais adquiridos em um gráfico de estabilização. A unidade utilizada para aceleração é a “g” que é equivalente à aceleração da gravidade. O software utilizado (LMS TestLab) ainda permite o cálculo automático do amortecimento de cada modo de vibrar e a visualização destes modos.

Figura 4.7 – Inertância do sistema com teto de plástico.



#### 4.2.2 Análise modal experimental do teto metálico

A figura 4.8 mostra a instrumentação do teto metálico.

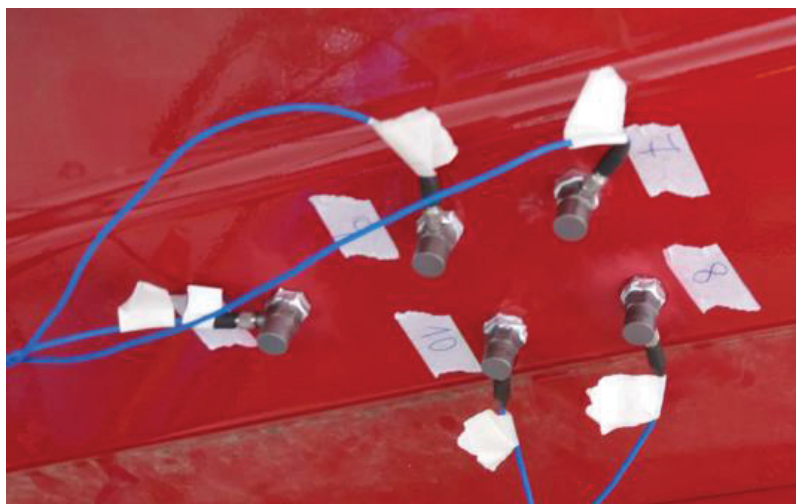
Figura 4.8 – Foto da instrumentação do teto metálico.



A figura 4.9 mostra o detalhe da instrumentação, com os quatro acelerômetros posicionados um em relação ao outro a meio comprimento de onda da principal frequência do ruído no ouvido do operador.

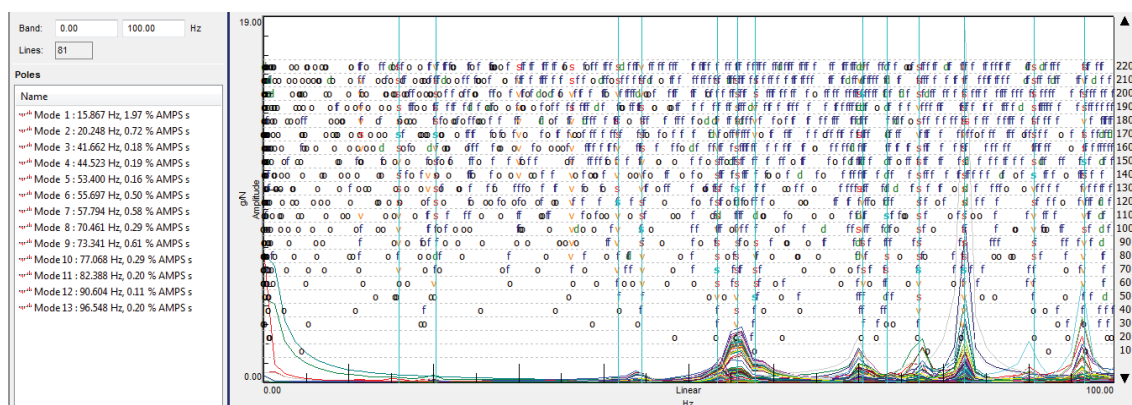


Figura 4.9 – Detalhe da instrumentação do teto metálico.



A análise modal experimental do teto metálico indicou vários modos de vibrar até 100 Hz, faixa maior que do teto de plástico, pois foi possível excitá-lo até esta frequência, acima disto observa-se ruído nos sinais. A figura 4.10 mostra a inertância dos sinais aquisitados em um gráfico de estabilização.

Figura 4.10 – Inertância do sistema com teto metálico.



#### 4.3 ANÁLISE MODAL OPERACIONAL

Neste trabalho foram realizados testes com o trator em movimento, em uma pista de asfalto livre de anteparos ao seu redor. Estes testes dinâmicos utilizaram os mesmos acelerômetros da análise modal experimental juntamente com dois microfones posicionados próximos aos ouvidos do operador e um sensor de rotação posicionado próximo à polia do virabrequim do motor, para gravar a rotação do mesmo. A condição de marcha e gama era ajustada e o trator iniciava o movimento com mínima rotação do motor e aumentava-se a rotação gradativamente até o seu máximo valor. Neste teste não foi só possível obter dados de ruído nas diversas condições de marcha e gama do trator, como também o comportamento de vibração do teto com diversos sinais de entrada do sistema conforme a rotação do motor

aumentava. A análise modal operacional foi necessária pois através da análise modal experimental não foi possível verificar as frequências naturais de maior interesse, na faixa de frequência do ruído mais crítico. A figura 4.11 mostra o acelerômetro número vinte, posicionado na base da plataforma, próximo à transmissão, que serviu como referência de entrada para esta análise.

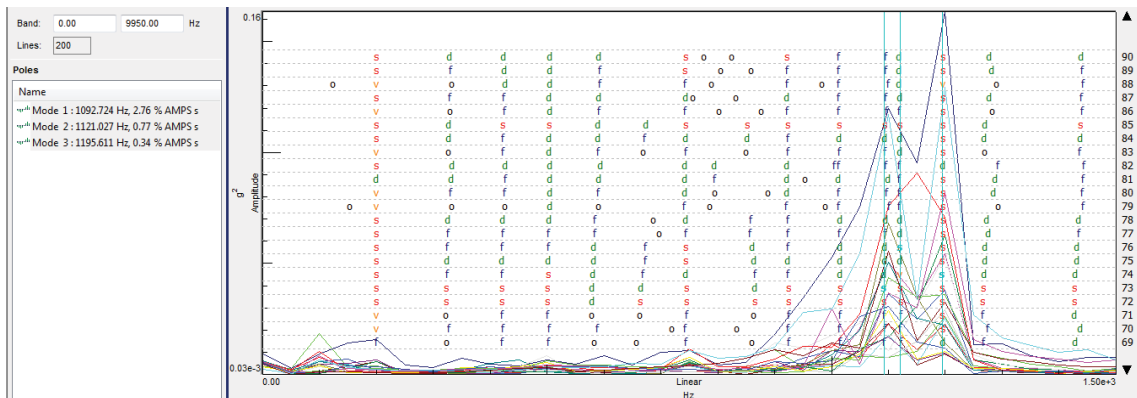
Figura 4.11 – Foto do acelerômetro vinte, que foi utilizado como acelerômetro de referência para a análise modal operacional.



#### 4.3.1 Análise modal operacional com o teto de plástico

A figura 4.12 mostra o resultado da análise modal operacional do teto de plástico na quarta marcha e segunda gama, condição de maior nível de pressão sonora. A curva mostrada é o *crosspower* de todos os sinais aquisitados relacionados com o acelerômetro vinte. Neste gráfico, é possível identificar alguns modos de vibrar na faixa principal de ruído no ouvido do operador.

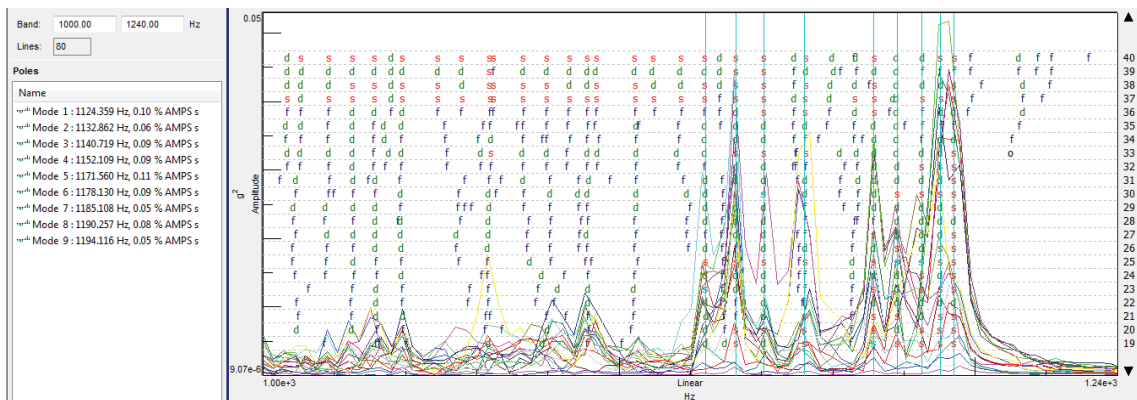
Figura 4.12 – *Cross power* dos sinais aqisitados do teto de plástico em relação ao acelerômetro número vinte.



#### 4.3.2 Análise modal operacional com o teto metálico

A análise modal operacional para o teto metálico foi feita da mesma forma que do teto de plástico. A figura 4.13 mostra a grande densidade modal na faixa de frequência principal do ruído no ouvido do operador.

Figura 4.13 – *Cross power* dos sinais aqisitados do teto metálico em relação ao acelerômetro número vinte.



### 4.4 LEVANTAMENTO DINÂMICO DE RUÍDO

Nos mesmos testes dinâmicos das análises modais operacionais foi realizado um levantamento de ruído nas diversas condições de gama e marcha, variando a rotação do motor do seu mínimo ao máximo, com o trator em movimento.

#### 4.4.1 Levantamento dinâmico de ruído de trator com teto de plástico

A tabela 4.3 mostra um comparativo de nível de pressão sonora em dB(A) do teste com o teto de plástico e com o trator sem teto.

Tabela 4.3 – Tabela com comparativo de nível de pressão sonora para o teto de plástico.

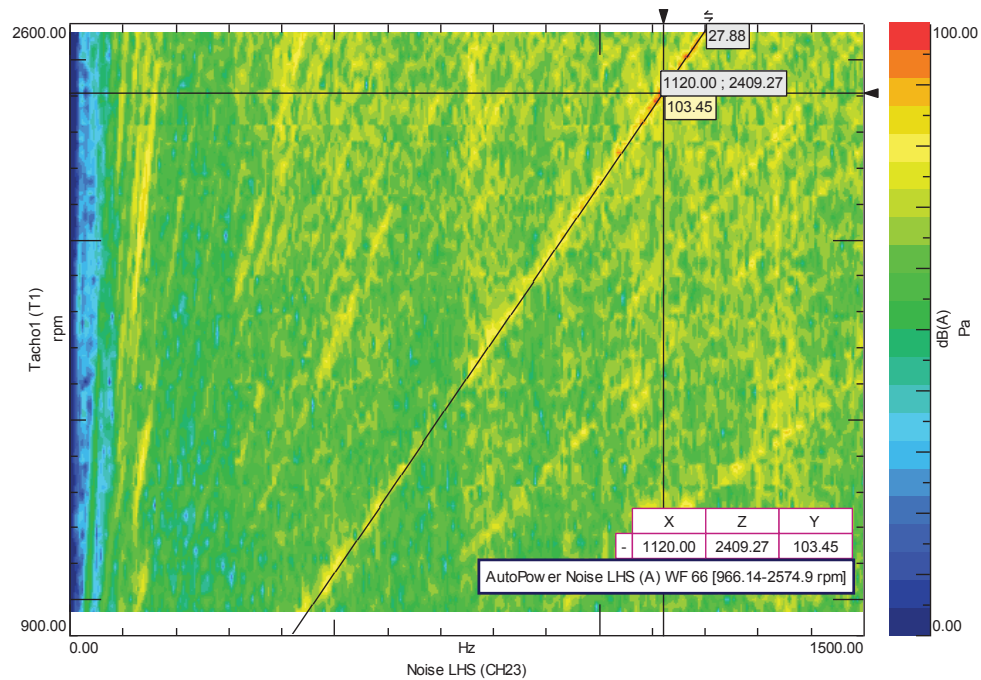
		Ruído com teto de plástico [dB(A)]		Ruído sem teto [dB(A)]		Contribuição do teto de plástico no ruído [dB(A)]	
		(1)		(3)		(1)-(3)	
Gama	Marcha	Esq.	Dir.	Esq.	Dir.	Esq.	Dir.
I	1	89,7	85,7	87,3	82,5	2,4	3,2
	2	90,4	85,9	87,3	82,9	3,1	3,0
	3	90,8	86,2	87,3	83,0	3,5	3,2
	4	93,5	89,0	88,0	82,7	5,5	6,3
II	1	90,1	85,9	87,0	82,8	3,1	3,2
	2	90,6	86,4	86,9	82,8	3,7	3,6
	3	91,4	87,7	88,4	83,7	3,0	4,0
	4	101,8	96,1	89,9	85,7	11,9	10,4
III	1	89,9	86,3	87,8	83,0	2,2	3,4
	2	91,8	87,5	88,8	83,8	3,0	3,7
	3	96,2	90,5	90,1	85,2	6,1	5,3
	4	97,4	93,1	93,8	88,8	3,6	4,4

A tabela 4.3 mostra o quanto o problema do ruído se agrava na condição de segunda gama e quarta marcha, devido à ressonância do teto com a vibração proveniente da transmissão. A tabela 4.4 mostra as ordens de vibrar da transmissão do trator, sendo elas as relações entre a frequência de vibração do par de engrenagens devido ao contato entre os dentes e a rotação do motor. A figura 4.14 mostra a ordem principal do sinal de ruído, que corresponde à ordem do primeiro par de engrenagens da segunda gama, quando a quarta marcha está acoplada.

Tabela 4.4 – Ordens de vibrar relacionadas à transmissão do trator.

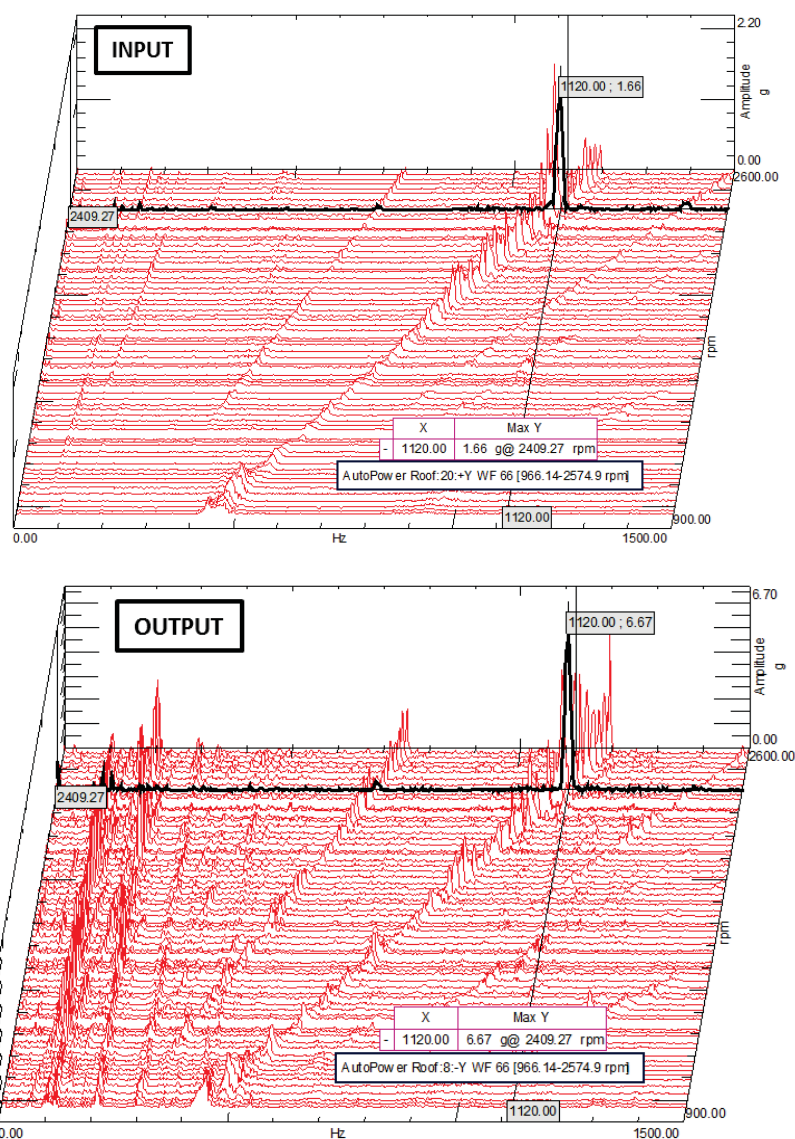
Marcha	N movida	N motora	Ordem da marcha	Gama	Par	N movida	N motora	Ordem da gama
1	52	21	21,00	I	1º	43	23	9,29
					2º	50	17	3,67
				II	1º	43	23	9,29
					2º	34	27	5,83
				III	x	x	x	0,40
2	46	27	27,00	I	1º	43	23	13,50
					2º	50	17	5,34
				II	1º	43	23	13,50
					2º	34	27	8,48
				III	x	x	x	0,59
3	39	33	33,00	I	1º	43	23	19,46
					2º	50	17	7,69
				II	1º	43	23	19,46
					2º	34	27	12,22
				III	x	x	x	0,85
4	33	40	40,00	I	1º	43	23	27,88
					2º	50	17	11,02
				II	1º	43	23	27,88
					2º	34	27	17,51
				III	x	x	x	1,21

Figura 4.14 – *Auto power* do sinal de ruído do lado esquerdo do operador com o trator em movimento na II gama e 4ª marcha, com teto de plástico.



Pelos sinais de aceleração mostrados na figura 4.15, é possível observar a ampliação da aceleração nesta ordem principal, na mesma condição de gama e marcha. O nível de vibração na entrada do sistema analisado (acelerômetro número vinte) foi amplificado pelo teto (acelerômetro número oito) de 1,66 g para 6,67 g, na frequência principal do ruído.

Figura 4.15 – *Auto power* do sinal do acelerômetro número vinte (entrada) e do acelerômetro número oito (saída) com o trator na gama II e 4ª marcha, com teto de plástico.



#### 4.4.2 Levantamento dinâmico de ruído de trator com teto metálico

A tabela 4.5 mostra um comparativo de nível de pressão sonora do teste com o teto metálico e com o trator sem teto.

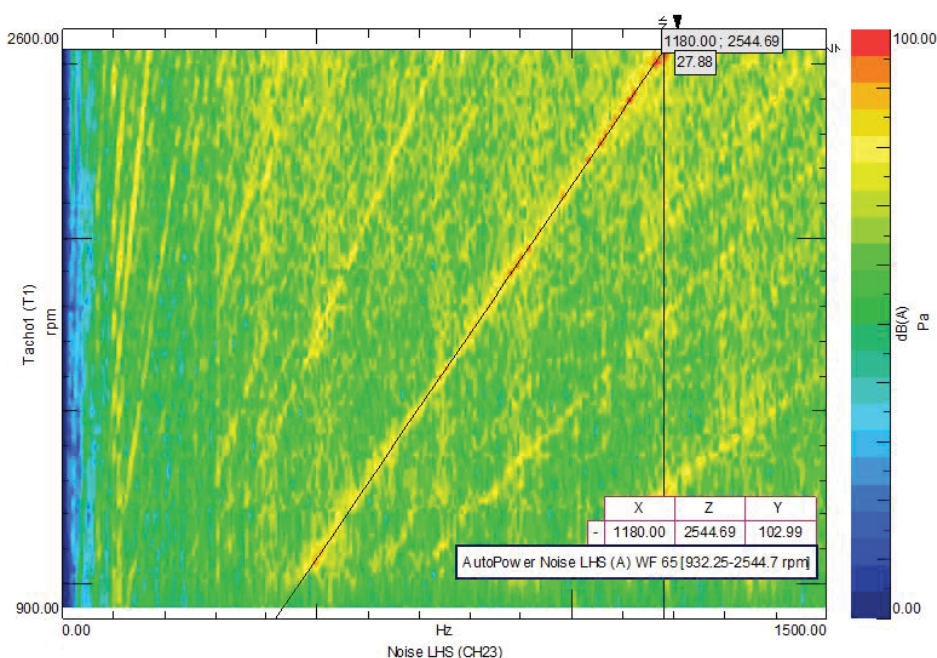


Tabela 4.5 – Tabela com comparativo de nível de pressão sonora para o teto metálico.

		Ruído com teto de metal [dB(A)]		Ruído sem teto [dB(A)]		Contribuição do teto de metal no ruído [dB(A)]	
		(1)		(3)		(1)-(3)	
Gama	Marcha	Esq.	Dir.	Esq.	Dir.	Esq.	Dir.
I	1	91,1	87,5	87,3	82,5	3,8	5,0
	2	91,3	87,7	87,3	82,9	4,0	4,8
	3	91,9	88,3	87,3	83,0	4,6	5,3
	4	97,0	93,4	88,0	82,7	9,0	10,7
II	1	91,2	87,7	87,0	82,8	4,2	5,0
	2	95,2	90,4	86,9	82,8	8,3	7,6
	3	93,4	89,3	88,4	83,7	5,0	5,6
	4	104,4	100,4	89,9	85,7	14,5	14,7
III	1	90,7	87,3	87,8	83,0	3,0	4,4
	2	92,0	88,5	88,8	83,8	3,2	4,7
	3	95,9	90,8	90,1	85,2	5,8	5,6
	4	97,3	93,0	93,8	88,8	3,5	4,2

A figura 4.16 mostra a ordem principal do sinal de ruído do trator com o teto metálico, que também corresponde à ordem do primeiro par de engrenagens da gama II, quando a quarta marcha está acoplada.

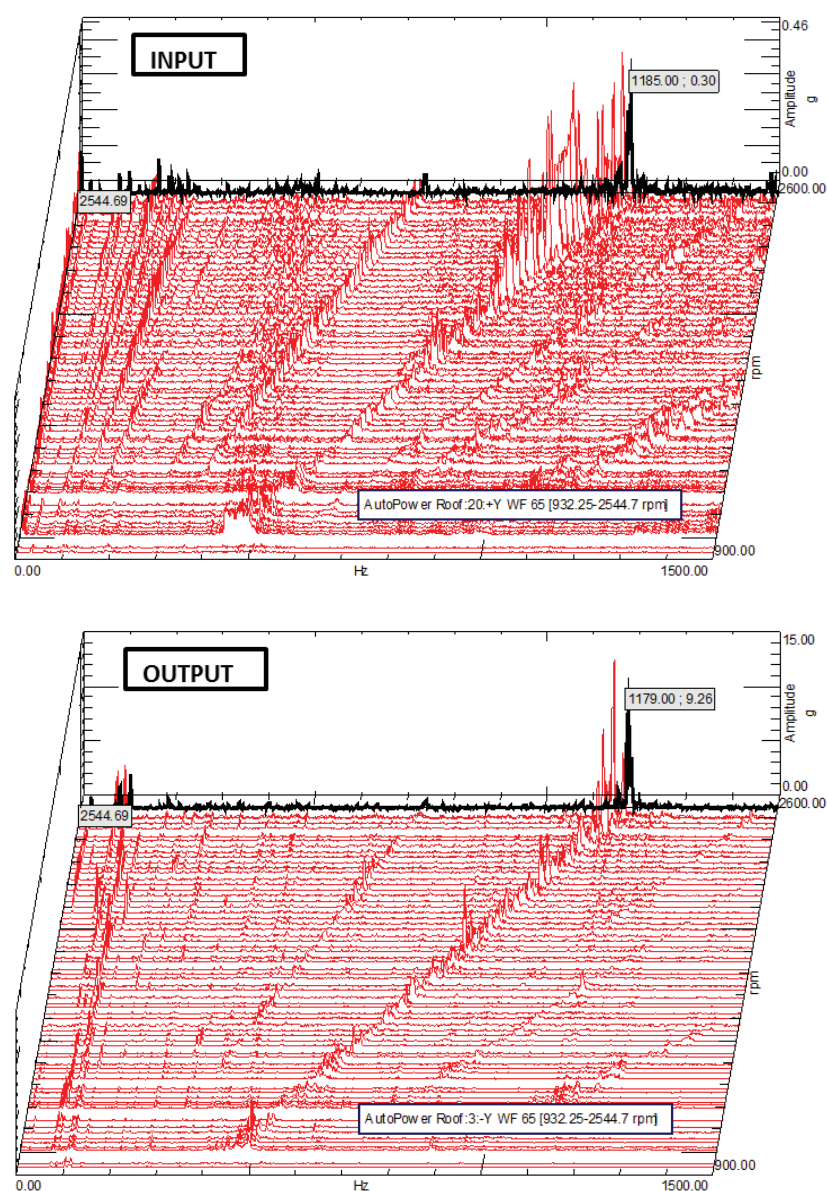
Figura 4.16 – *Auto power* do sinal de ruído do lado esquerdo do operador com o trator em movimento na II gama e 4ª marcha, com teto metálico.



Pelos sinais de aceleração mostrados na figura 4.17, pode-se observar a ampliação da aceleração nesta ordem principal, na mesma condição de gama e marcha. O acelerômetro número três obteve o máximo nível de aceleração de saída (9,26 g), na máxima rotação do

motor (2544,69 rpm) em uma frequência de aproximadamente 1180 Hz, enquanto na mesma frequência e rotação o acelerômetro de input (número 20) obteve 0,3 g ou seja, houve uma ampliação de vibração de 30,8, causada pela ressonância dos modos de vibrar do teto.

Figura 4.17 – *Auto power* do sinal do acelerômetro número vinte (entrada) e do acelerômetro número três (saída) com o trator na II gama e 4ª marcha com teto metálico.

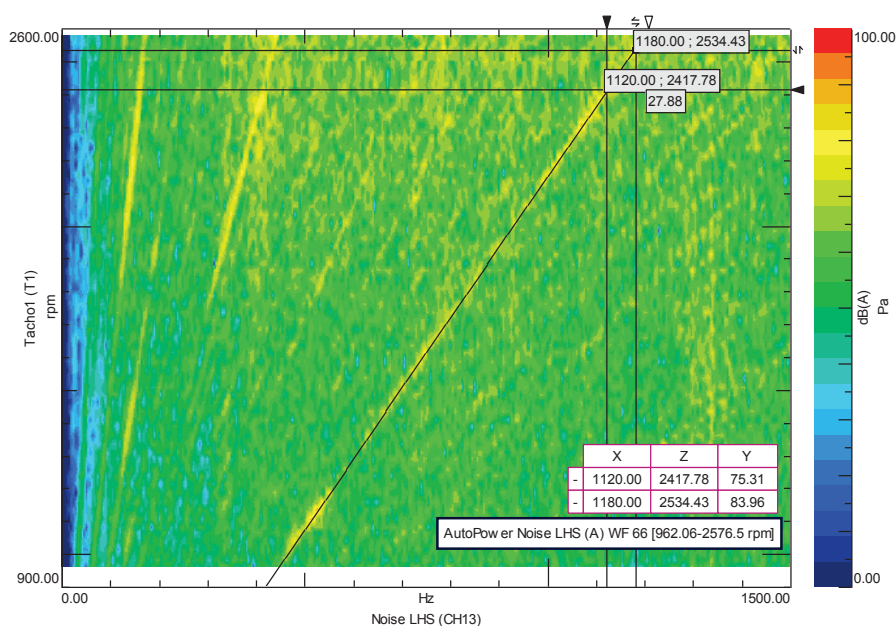


#### 4.4.3 Levantamento dinâmico de ruído de trator sem teto

A figura 4.18 mostra a distribuição na frequência, para as diversas rotações do motor, do sinal de ruído com o trator sem teto. Através deste gráfico pode-se perceber que ainda há o ruído proveniente da transmissão (ordem 27,88), mas em um nível muito mais reduzido em relação aos sistemas com os tetos.

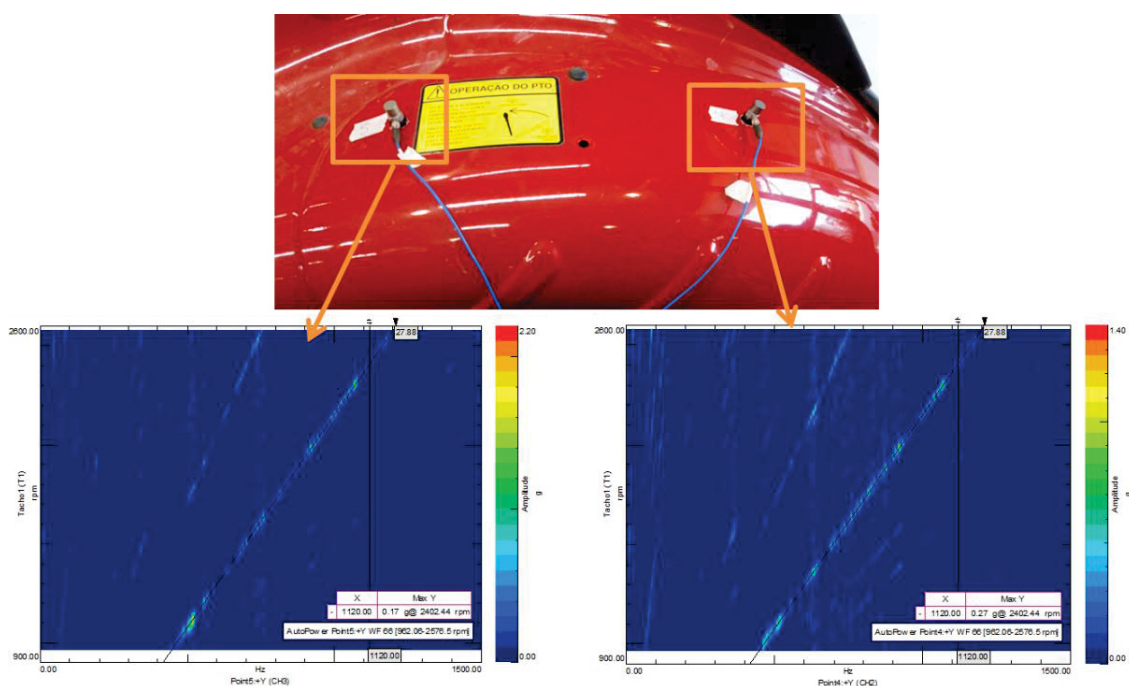


Figura 4.18 – *Auto power* do sinal de ruído do lado esquerdo do operador com o trator em movimento na gama II e 4ª marcha, sem teto.



Pelos sinais de aceleração no para-lama do trator mostrados na figura 4.19 pode-se observar que a principal ordem de aceleração (na II gama e 4ª marcha) coincide com a principal ordem do ruído no ouvido do operador, mas os valores são muito baixos quando comparados aos valores de aceleração dos tetos nesta ordem de vibração.

Figura 4.19 – *Auto power* dos sinais dos acelerômetros instalados no para-lama com o trator na II gama e 4ª marcha sem teto.

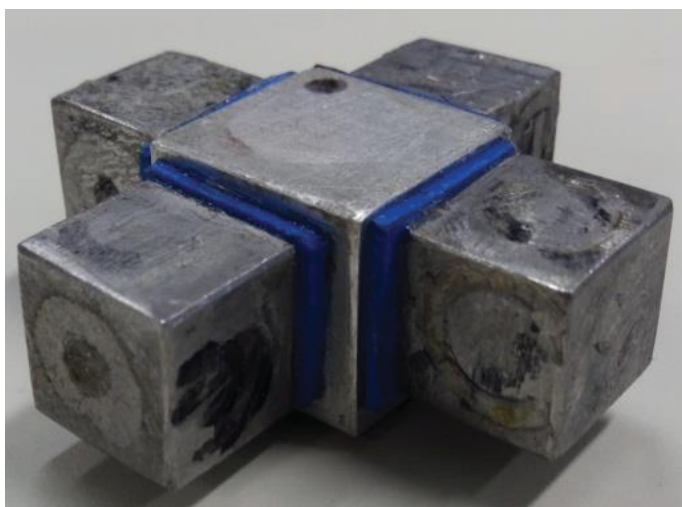


Com isto, pode-se concluir que a principal fonte de ruído do trator são os tetos que entram em ressonância ao serem excitados com a vibração proveniente da transmissão do trator.

## 5 PROJETO DOS NEUTRALIZADORES DINÂMICOS

Foram projetados NDs com atuação em cisalhamento. Quatro NDs de aço e de mesmo material viscoelástico foram colados em uma base cúbica de alumínio, assim foi possível uma maior massa concentrada em um só ponto, uma foto do dispositivo é mostrada na figura 5.1. Foram construídas duas bases, assim foi adicionado um total de oito NDs, quatro em cada bloco, e os blocos foram colados simetricamente no teto. Dois tipos de materiais viscoelásticos foram utilizados: C-1002 e neoprene.

Figura 5.1 – Bloco com quatro neutralizadores dinâmicos com material C-1002.



Estes materiais foram escolhidos pelo fato de possuírem bom amortecimento na faixa de frequência do ruído que se deseja atenuar. A tabela 5.1 abaixo mostra os parâmetros dos dois materiais que foram utilizados no projeto do neutralizador.

Tabela 5.1 – Parâmetros dos materiais viscoelásticos utilizados para os NDs.

Material	Parâmetros dos materiais viscoelásticos						
	$\theta_1$ [K]	$\theta_2$ [K]	$G_l$ [Pa]	$G_h$ [Pa]	$\beta$	$\varphi$	$T_o$ [K]
C-1002	17,8	177	6,06E+05	9,70E+08	0,547	6,90E-04	293
Neoprene	5,09	46,5	4,55E+06	4,18E+08	0,319	2,74E-03	273

Por simplificação de projeto, foi escolhido projetar-se o mesmo ND para ambos os tetos como simplificação, assim escolheu-se a frequência de sintonização de 1150 Hz, que atenderia os dois casos. A massa do teto de metal é 22,6 kg e a massa do teto de plástico é 28 kg. A massa total de adição no teto escolhida foi de 200 g, 100 g em cada base ND, desconsiderando a sua massa.

Foi escolhida a temperatura de trabalho de 303 K, a espessura do material C-1002 de 1,59 mm e a espessura do material neoprene de 3,18 mm. Assim, utilizando as equações

mostradas anteriormente ((2.3) a (2.7), (2.78) e (2.79)), chegou-se aos seguintes valores de área para cada ND: 14.5 x 14.5 mm (ND com C-1002) e 20.3 x 20.3 mm (ND com neoprene).

Após a fabricação dos quatro conjuntos de ND, foi feito um ensaio para verificação de suas frequências naturais. Como os valores de frequência ficaram um pouco afastados do valor calculado, foi feita uma correção, retirando massa dos cubos de aço, a fim de sintonizar os ND na frequência desejada. A nova massa de cada ND ficou 22 gramas para o ND de C-1002 e 13,5 gramas para o ND de neoprene. Após o retrabalho dos cubos, foi feita uma nova verificação. As figuras 5.2 e 5.3 mostram a massa dinâmica dos ND já finalizados.

Figura 5.2 – Verificação da massa dinâmica após correção do ND com material C-1002.

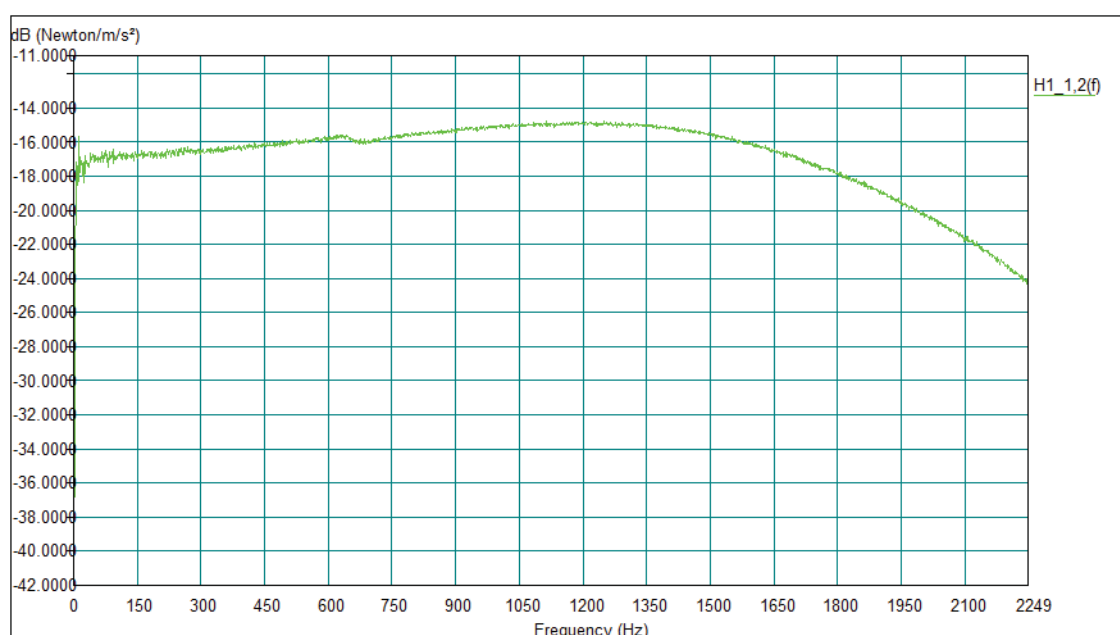
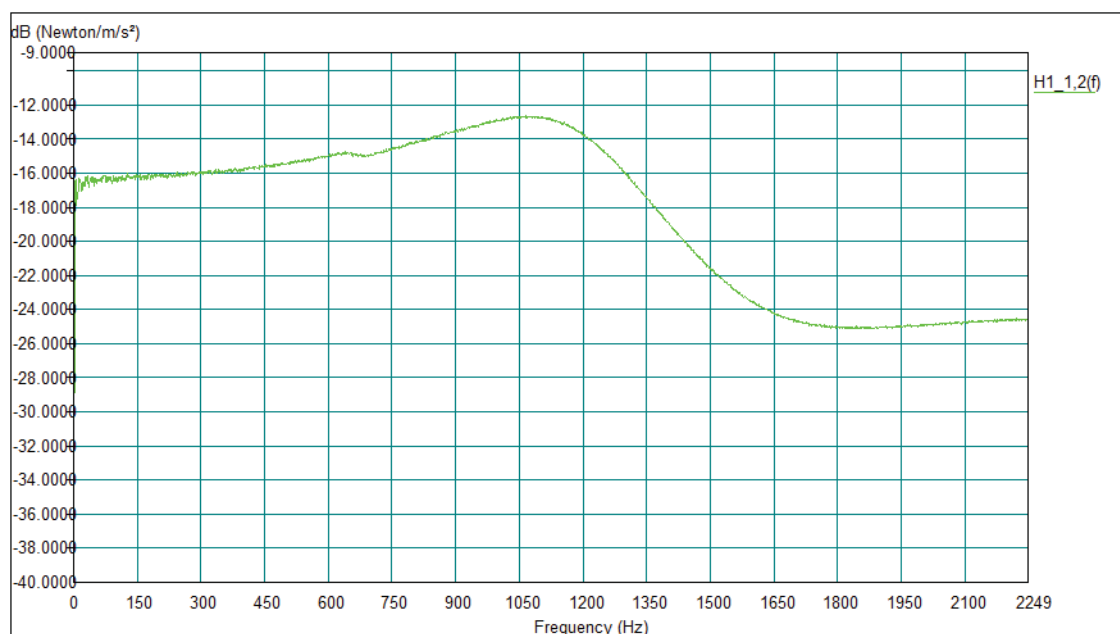


Figura 5.3 – Verificação da massa dinâmica após correção do ND com material neoprene.

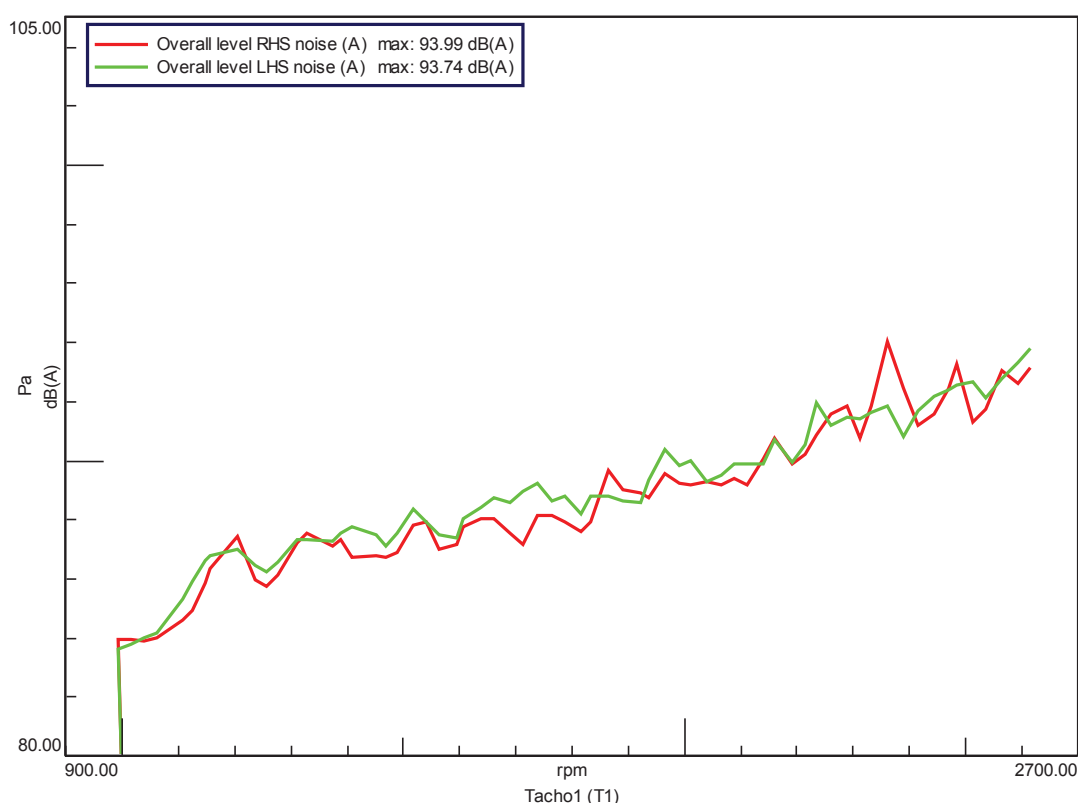


## 6 RESULTADOS FINAIS

Com os NDs já sintonizados, foi possível realizar os testes dinâmicos com o trator a fim de verificar a atenuação que os NDs ofereceriam no nível de ruído.

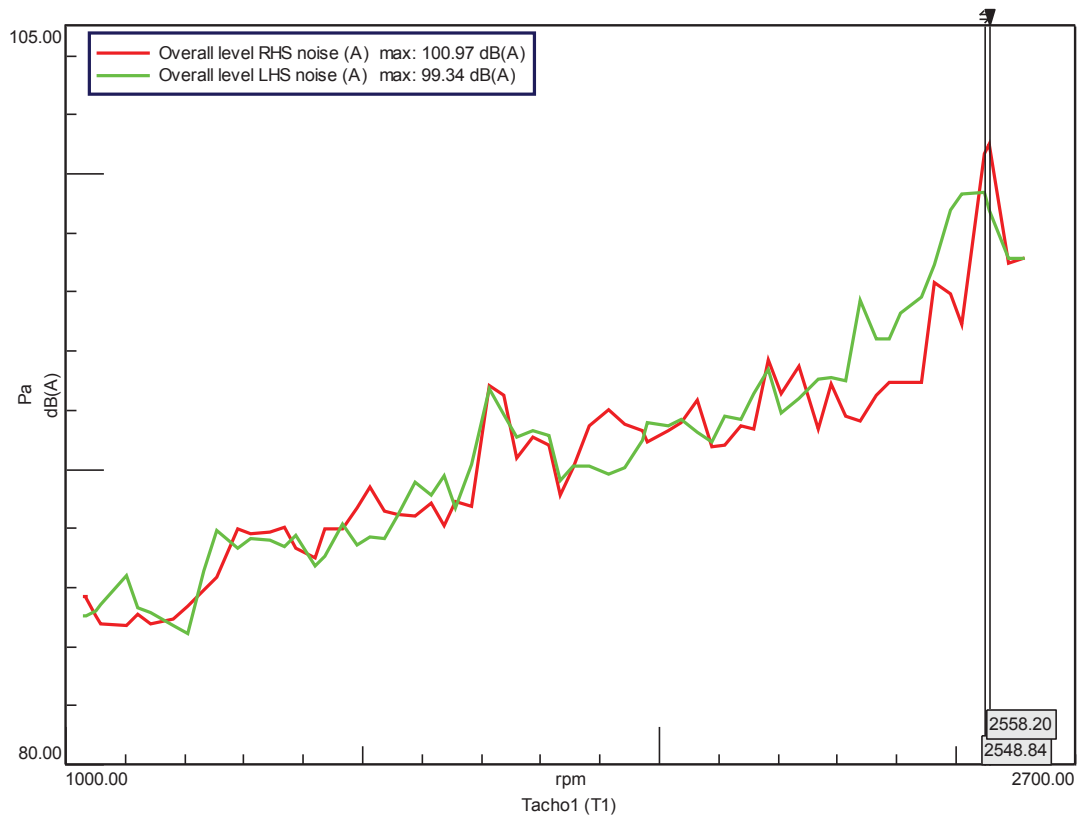
Primeiramente, foram levantados novamente os valores de ruído na mesma condição dos testes anteriores, com microfones próximos a ouvido do operador e na quarta marcha e segunda gama, para cada teto, sem nenhum ND adicionado ao sistema. Notou-se que o valor geral do ruído para ambos os casos diminuiu, devido a outras alterações no trator realizadas durante o período deste trabalho. Desta forma não foi mais necessária a atenuação de ruído para o trator utilizando o teto de plástico, como pode ser visto na figura 6.1, pois com um protetor auricular simples o operador já estaria protegido (mínimo de 10 dB(A) de atenuação).

Figura 6.1 – Nível geral de ruído do trator com teto de plástico sem ND.



A mesma verificação foi feita para o teto metálico e é mostrada na figura 6.2, mas verificou-se ainda a necessidade de atenuação do ruído, pois o nível geral de ruído fica acima dos 95 dB(A).

Figura 6.2 – Nível geral de ruído do trator com teto metálico sem ND.



## 6.1 ANÁLISE DE RUÍDO DO TRATOR COM TETO METÁLICO

Como mostrado na figura 6.2, o maior valor de ruído se dá na rotação de 2548 rpm do motor para o microfone do lado esquerdo e 2558 rpm para o microfone do lado direito. As figuras 6.3 e 6.4 mostram a distribuição do ruído em função da frequência e da rotação do motor do ruído do lado esquerdo e do direito, respectivamente.

Figura 6.3 – Autopower do ruído do lado esquerdo com teto metálico.

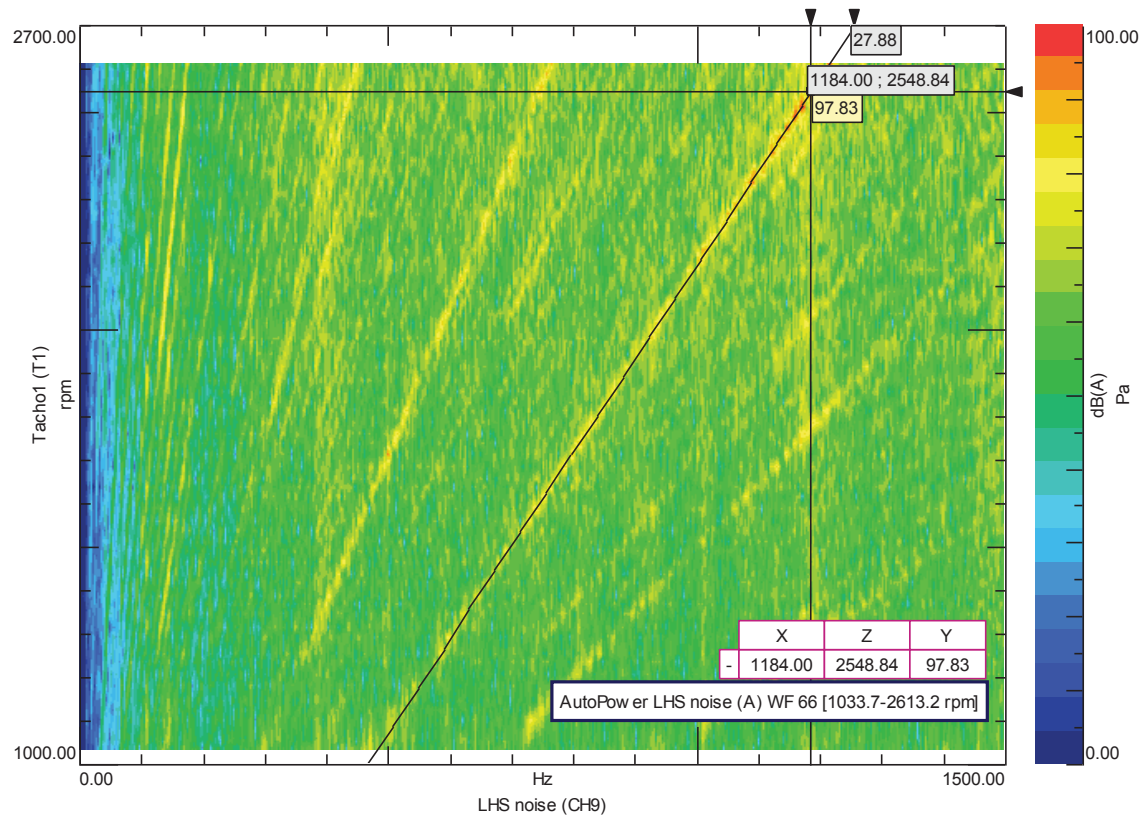
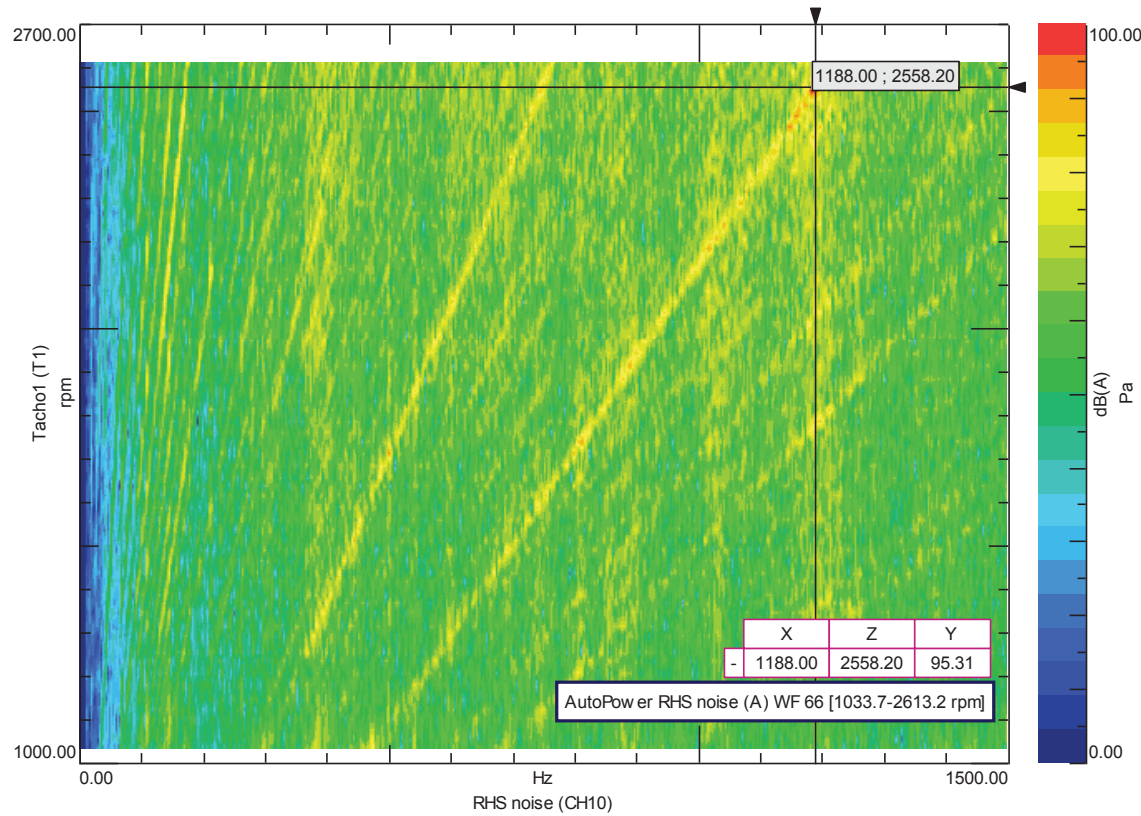


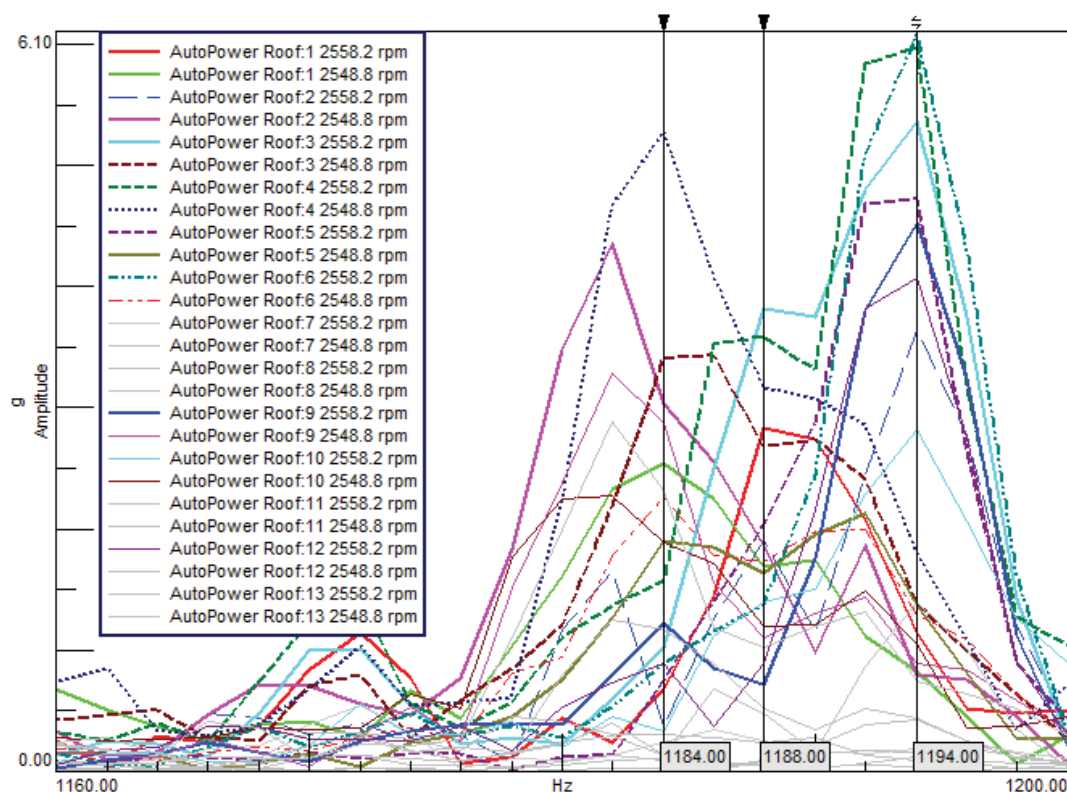
Figura 6.4 – Autopower do ruído do lado direito com teto metálico.





Sabendo-se as rotações do motor mais críticas no ruído, foram identificados os acelerômetros que possuíam maior valor de aceleração nestas rotações e frequências, que estariam contribuindo mais com o ruído nos ouvidos do operador. A figura 6.5 mostra o espectro dos acelerômetros na faixa de frequência e nas rotações do motor mais críticas.

Figura 6.5 – *Auto power* dos sinais dos acelerômetros nas rotações do motor em que o ruído é crítico, com teto metálico.



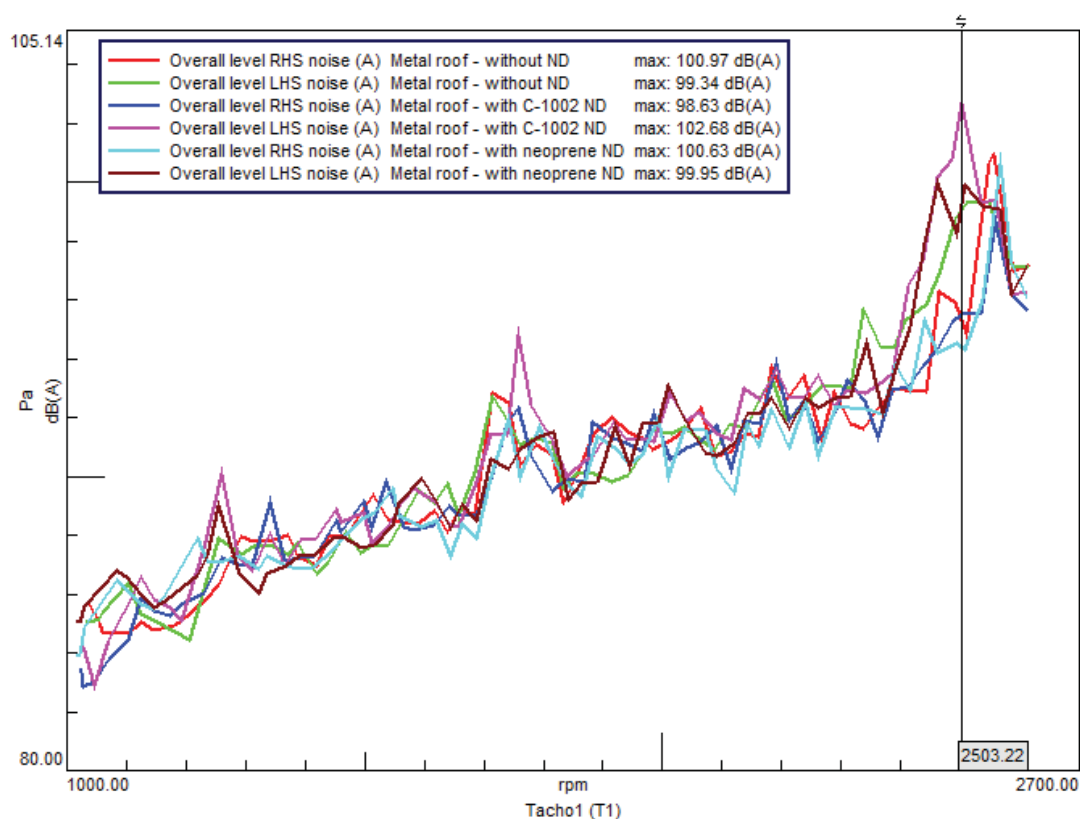
A partir da figura acima se pode concluir que o acelerômetro número quatro é o mais crítico na faixa de frequência e rotação do motor de interesse. Desta forma, foi escolhida a posição deste acelerômetro e seu ponto simétrico para o posicionamento dos NDs, a fim de garantir o correto posicionamento, em um ponto que não é nó de nenhum dos modos de vibrar na frequência de interesse.

## 6.2 ANÁLISE DE RUÍDO DO TRATOR COM TETO METÁLICO E ND

A figura 6.6 mostra os níveis de ruído do trator sem ND e com os dois tipos de ND. Em ambos os casos os dois ND foram colados no ponto quatro e no ponto simétrico a ele. Pode se perceber que não houve redução significativa no ruído com a introdução destes dispositivos.

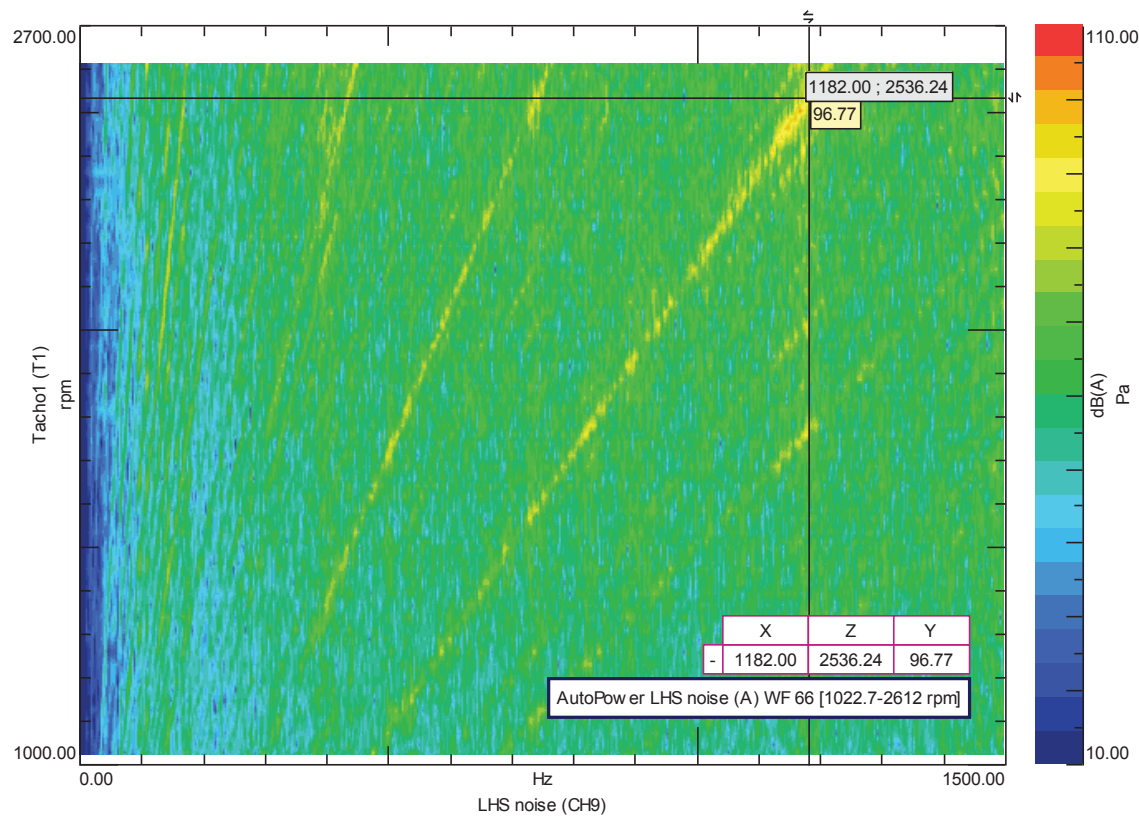


Figura 6.6 – Comparativo de nível de ruído com teto metálico com os dois tipos de ND e sem ND.



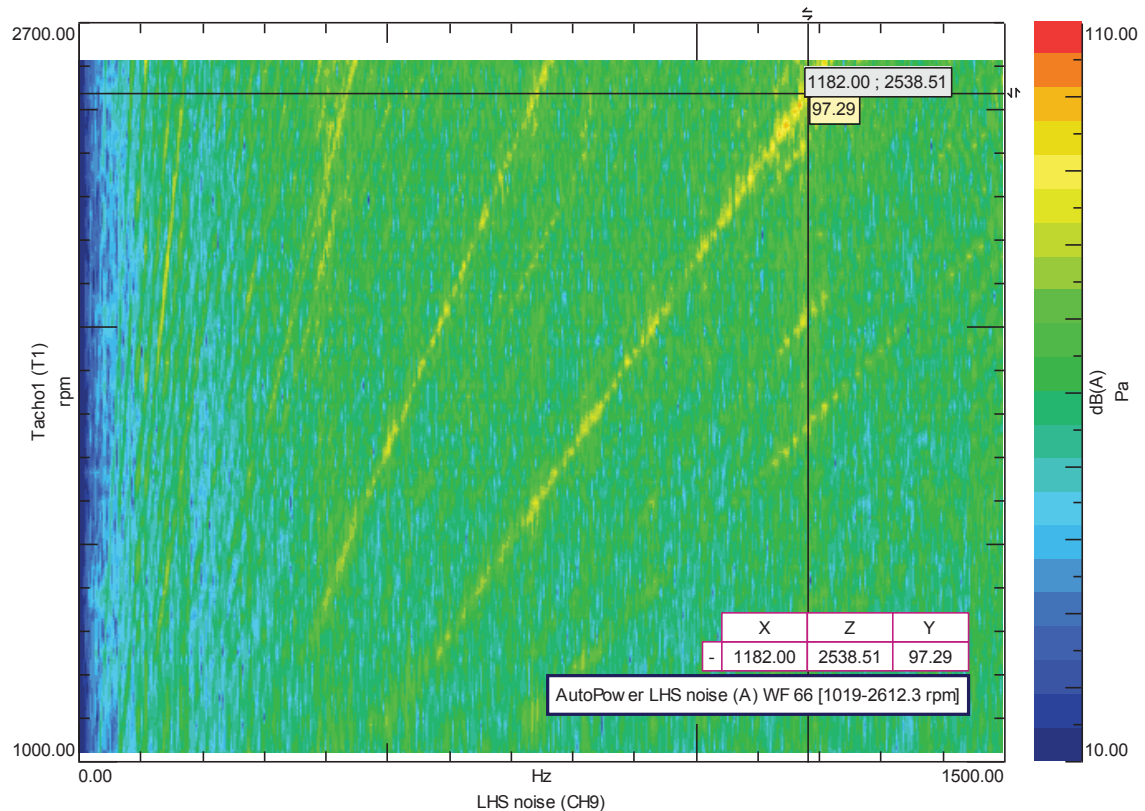
A figura 6.7 mostra a distribuição do ruído do microfone do lado esquerdo, na frequência para cada rotação do motor, com teto metálico e ND de C-1002. Pode-se perceber que não há redução na faixa crítica de frequência (em torno de 1180 Hz) do ruído do lado esquerdo, comparando com a figura 6.3 do teste com teto metálico sem ND.

Figura 6.7 – Autopower do ruído do lado esquerdo com teto metálico e ND de C-1002.



A figura 6.8 mostra a distribuição do ruído do microfone do lado esquerdo, na frequência para cada rotação do motor, com teto metálico e ND de neoprene. Da mesma forma que para o material C-1002, se pode perceber que não há redução significativa na faixa crítica de frequência (em torno de 1180 Hz) do ruído do lado esquerdo, comparando com a figura 6.3 do teste com teto metálico sem ND.

Figura 6.8 – *Autopower* do ruído do lado esquerdo com teto metálico e ND de neoprene.



Abaixo, as figuras 6.9, 6.10 e 6.11 mostram as distribuições, na frequência para cada rotação do motor, da aceleração no ponto quatro com o teto metálico e sem nenhum ND, com ND de C-1002 e com ND de neoprene, respectivamente. Analisando a aceleração neste ponto, pode-se ver que houve grande redução em sua amplitude com a introdução dos NDs ao sistema, na faixa de frequência mais crítica (próximo de 1160 Hz).

Figura 6.9 – *Auto power* do sinal de aceleração no ponto quatro do teto metálico sem ND.

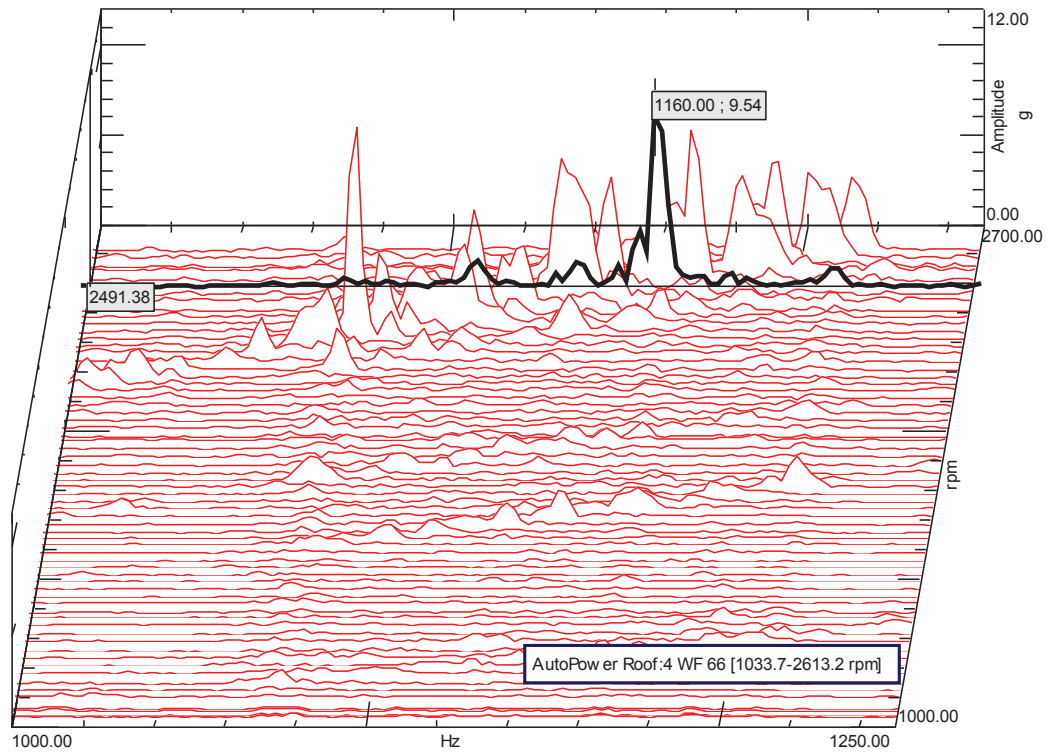


Figura 6.10 – *Auto power* do sinal de aceleração no ponto quatro do teto metálico e ND de C-1002.

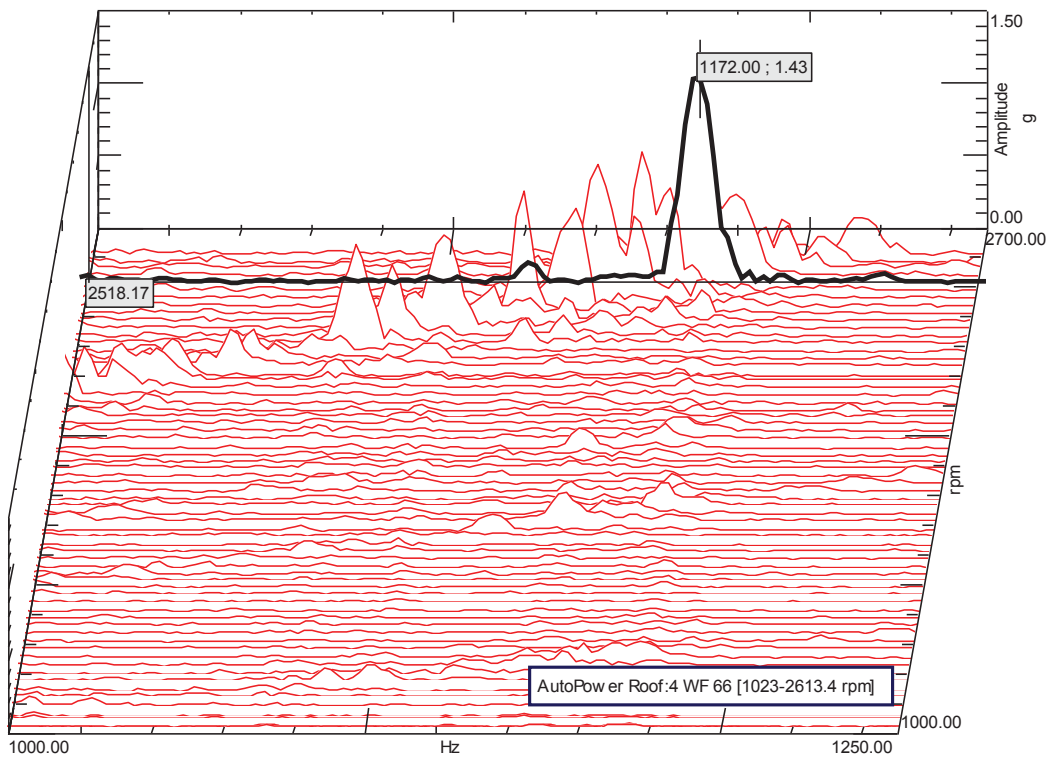
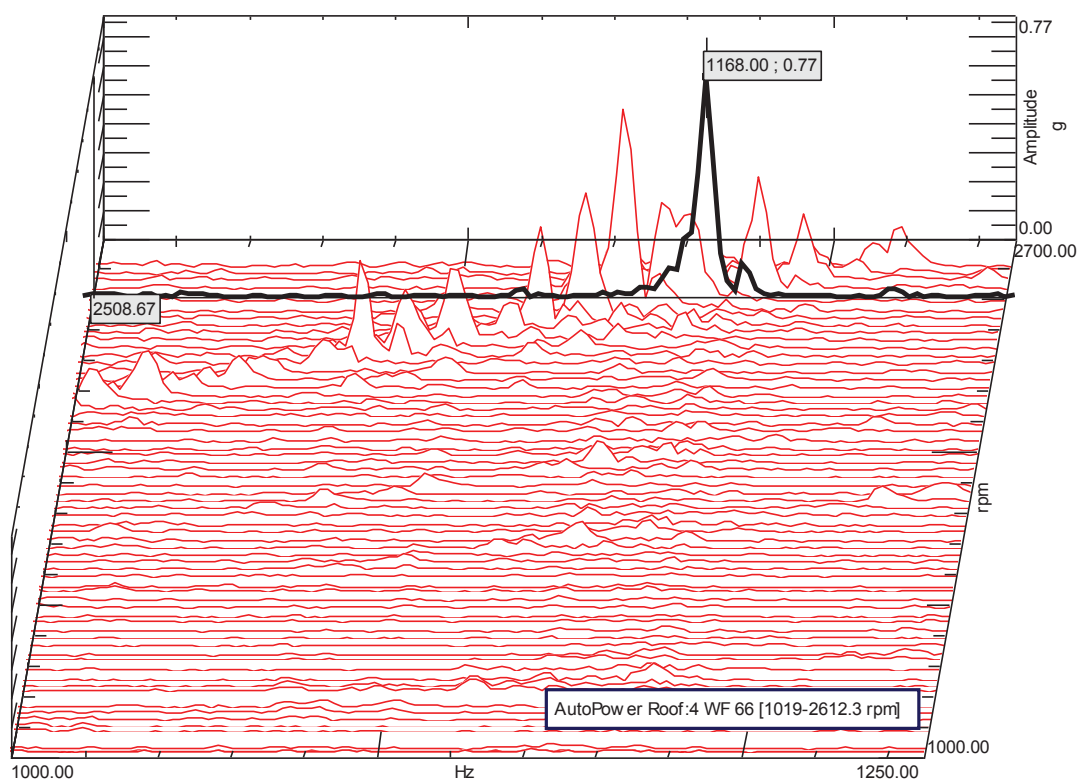


Figura 6.11 – *Auto power* do sinal de aceleração no ponto quatro do teto metálico e ND de neoprene.



Contudo, analisando as acelerações nos outros pontos, por exemplo, no ponto três que também é significativo na faixa crítica de frequência, se pode observar que não há grande redução em sua amplitude com a introdução dos NDs. As figuras 6.12, 6.13 e 6.14 ilustram as distribuições, na frequência para cada rotação do motor, da aceleração no ponto três com o teto metálico e sem nenhum ND, com ND de C-1002 e com ND de neoprene, respectivamente.

Figura 6.12 – *Auto power* do sinal de aceleração no ponto três do teto metálico sem ND.

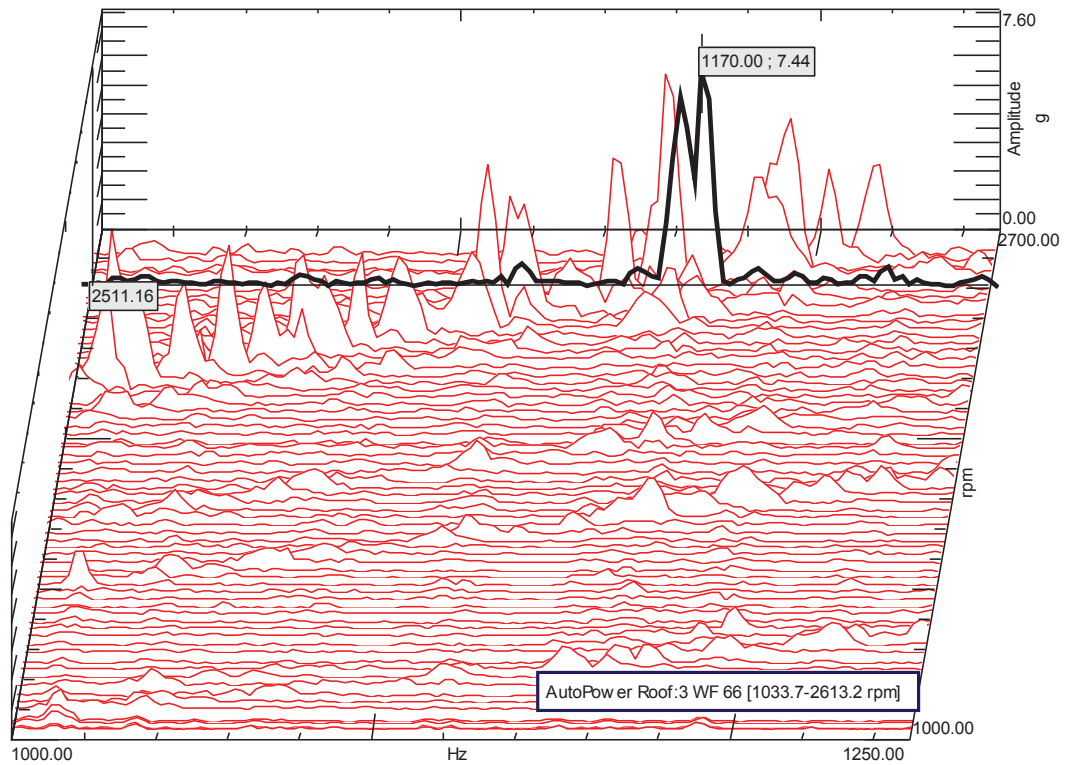


Figura 6.13 – *Auto power* do sinal de aceleração no ponto três do teto metálico e ND de C-1002.

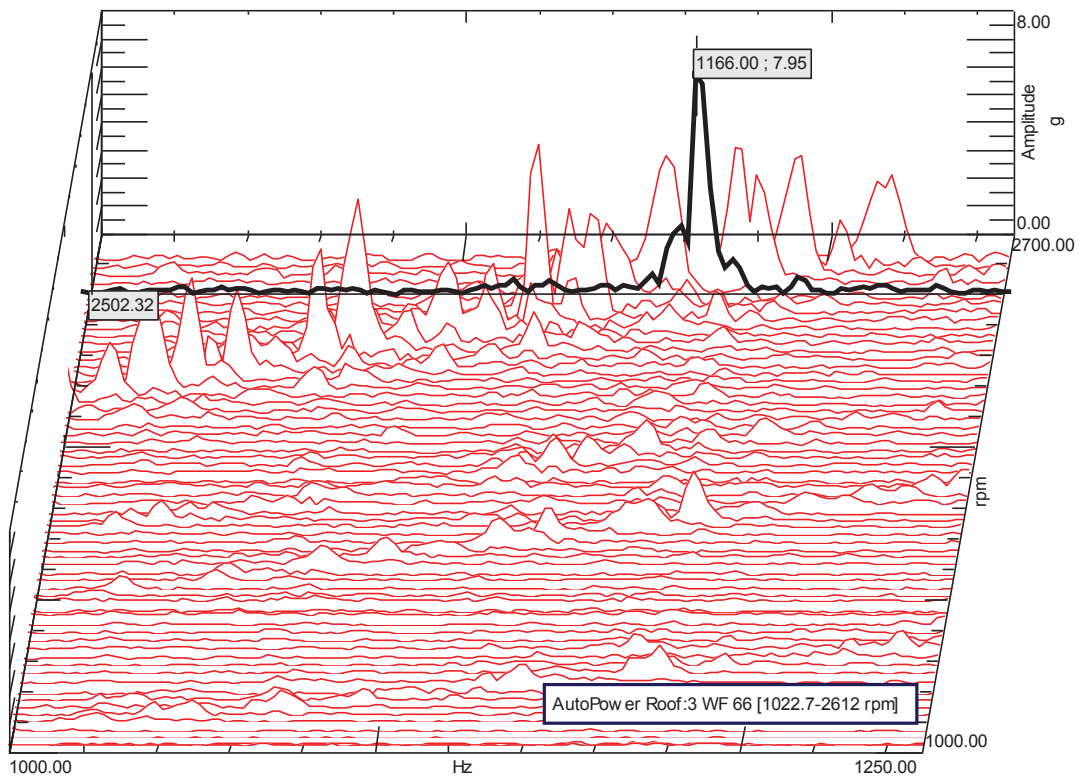
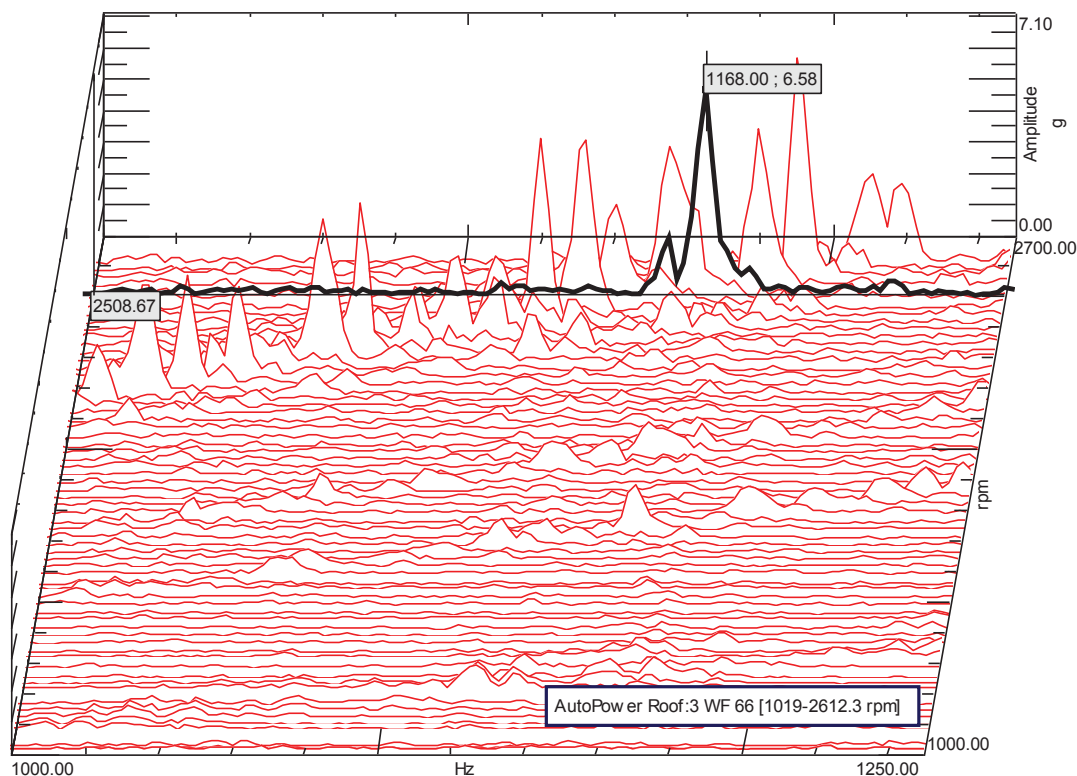


Figura 6.14 – *Auto power* do sinal de aceleração no ponto três do teto metálico e ND de neoprene.



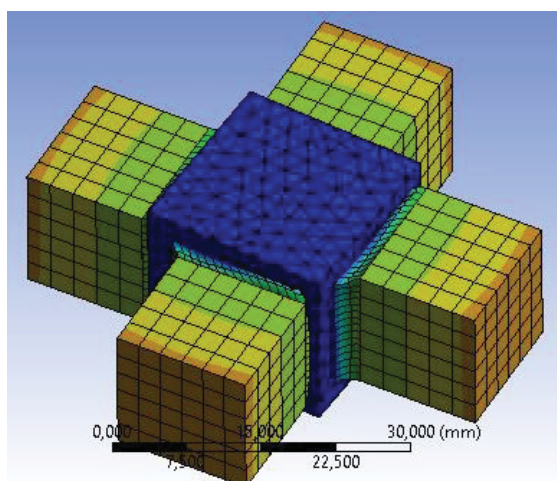
Com isso, pode-se concluir que os NDs estão absorvendo a vibração localmente, não causando redução significativa de vibração em pontos afastados deles. Por este motivo, a atenuação no ruído não é significativa.

### 6.3 ANÁLISE NUMÉRICA DO ND DE C-1002

Uma primeira análise modal numérica foi feita após os testes físicos com o trator serem finalizados. O ND com o material C-1002 foi modelado com elementos sólidos do tipo hexaédrico e tetraédrico de segunda ordem. Este apresentou muitos modos de vibrar diferentes do modo desejado na faixa de frequência de interesse, que ofereceria uma força de reação em sentido oposto à vibração na direção normal da chapa. Um deles é mostrado na figura 6.15.



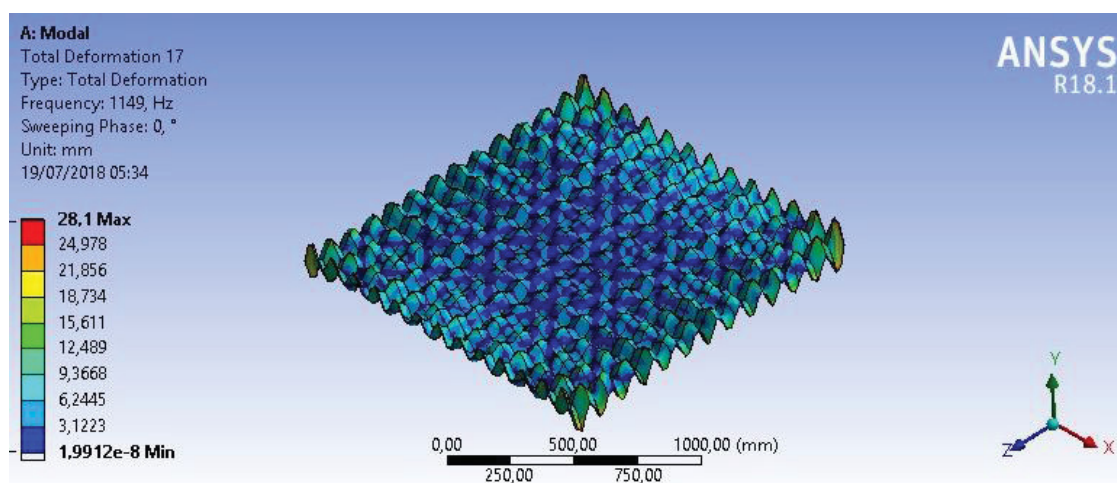
Figura 6.15 – Modo de vibrar de translação lateral a 1436 Hz.



Esta pode ser uma das causas do pouco efeito de neutralização deste ND, devido à alta densidade modal na faixa de frequência de interesse.

Uma análise de resposta em frequência foi feita a fim de verificar a eficiência deste ND na neutralização dos modos de vibrar do teto. Para isto, um modelo simplificado do teto foi feito, com elementos do tipo casca, com modos de vibrar na mesma faixa de frequência. A figura 6.16 mostra um dos modos de vibrar deste modelo nesta faixa de frequência.

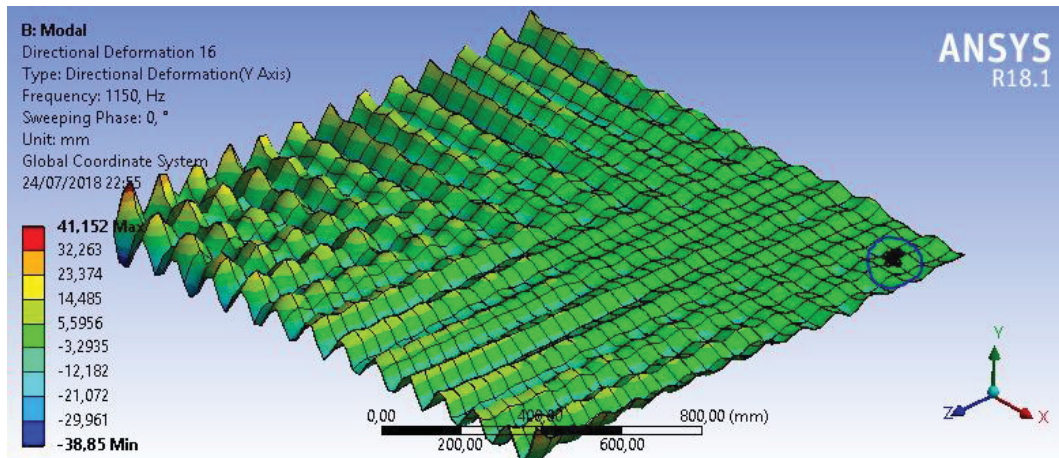
Figura 6.16 – Modo de vibrar do modelo simplificado a 1150 Hz.



Após a adição do ND neste modelo, este modo de vibrar ficou como mostrado na figura 6.17.



Figura 6.17 – Modo de vibrar do modelo simplificado com ND a 1150 Hz.



Desta forma, pode-se provar que o ND neutraliza o modo de vibrar localmente somente, sendo que na região do teto mais afastada dele não há mudança no modo de vibrar, um resultado próximo ao alcançado nos testes físicos.

A Inertância do sistema com e sem o ND para um ponto próximo ao ND é mostrado na figura 6.18 e para um ponto afastado do ND é mostrado na figura 6.19.

Figura 6.18 – Inertância do sistema com e sem o ND em um ponto próximo a ele.

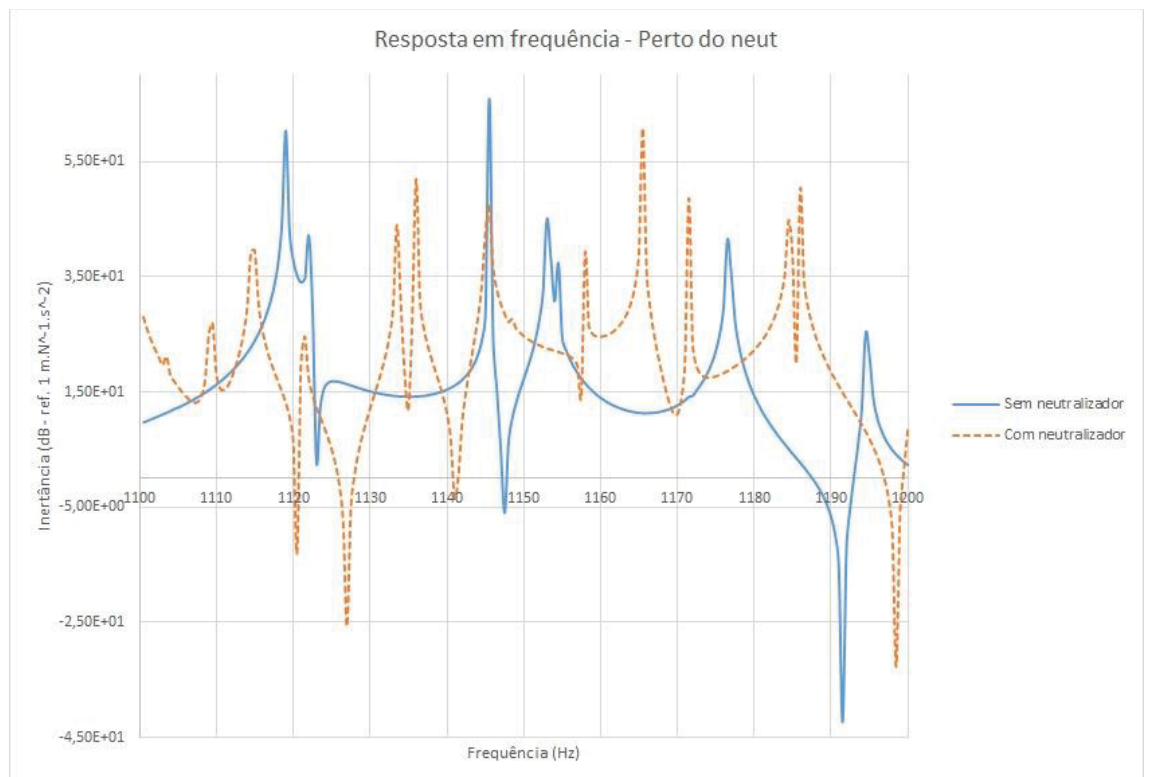
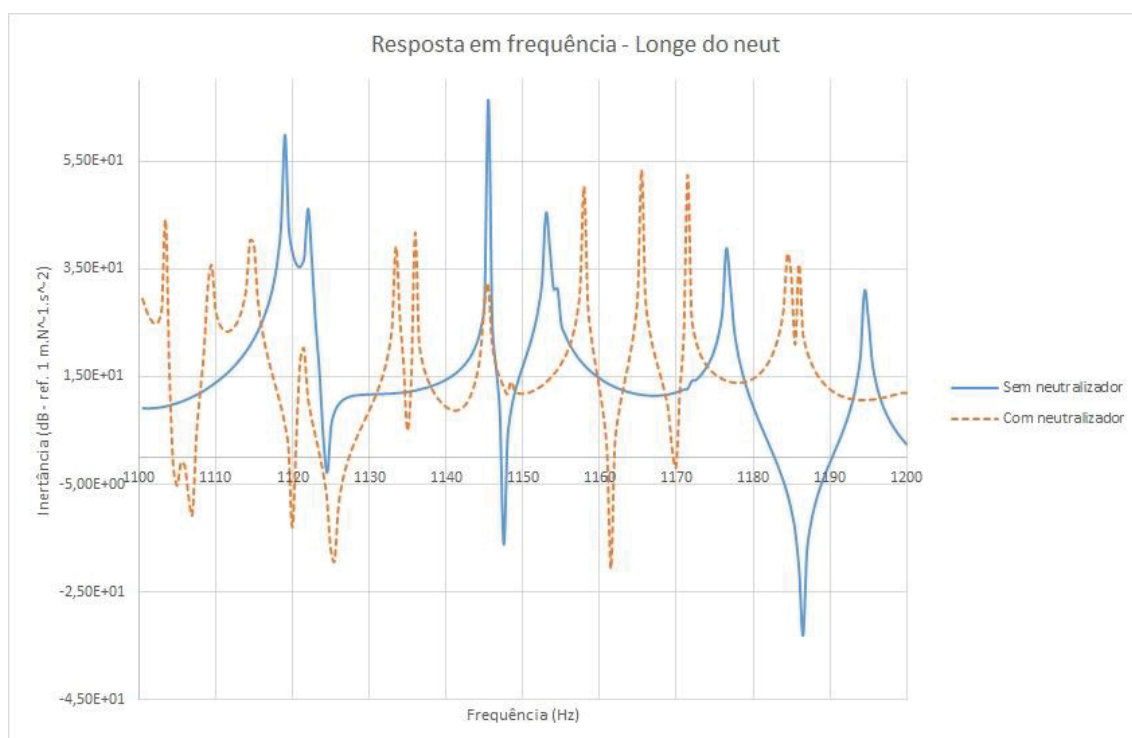


Figura 6.19 – Inertância do sistema com e sem o ND em um ponto afastado dele.



Estes gráficos mostram a quantidade de modos adicionados ao sistema com a fixação do ND. Além disto, mostram que os modos do sistema primário são mais atenuados próximos ao ND.

Assim, um projeto de ND que possua somente um modo nesta faixa de frequência poderia ser realizado, considerando também um sistema composto com mais de um ND, espalhados de forma ótima na chapa.

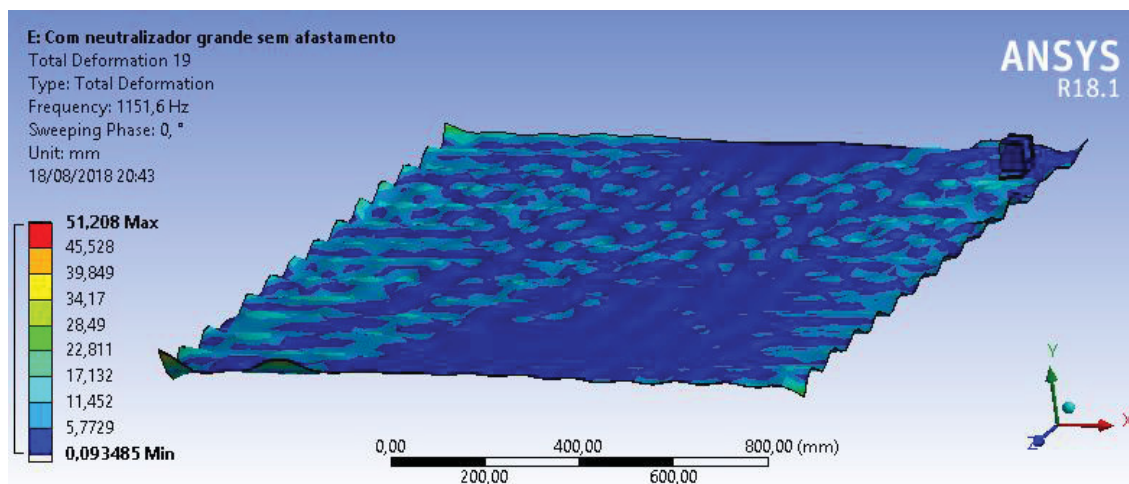
#### 6.4 ANÁLISE NUMÉRICA DO ND MAIOR DE C-1002

Uma das suspeitas também era a pequena massa dos NDs testados. Assim foram projetados e fabricados quatro NDs com 600 gramas de massa cada, resultando a um total de 2400 gramas, equivalente a 10% da massa do sistema primário. Apesar de estarem sintonizados na faixa de frequência de interesse, os resultados do teste físico ficaram próximos aos do ND menor.

Assim, foi realizada uma análise numérica parecida com a do ND menor, análise modal do ND e de resposta em frequência do sistema composto. Diferentemente do ND anterior, este ND apresentou um modo predominante perto de 1150 Hz, no sentido desejado, de translação normal à chapa. Apesar disto, o ND alterou ainda menos o modo de vibrar do sistema primário, alterou somente próximo a ele, devido ao aumento de rigidez proporcionado pela fixação da base do ND. A figura 6.20 mostra o sistema composto, nele se pode perceber

que o ND praticamente não está operando, pois há pouco movimento relativo entre a massa suspensa do ND e o seu material viscoelástico.

Figura 6.20 – Modo de vibrar do sistema composto a 1150 Hz.



A principal justificativa para o não funcionamento do ND neste caso seria a grande inércia do sistema secundário, ou seja, necessitaria de uma grande energia de entrada no sistema composto a fim de que a massa do ND se movimentasse nesta alta frequência e então neutralizasse o modo de vibrar.

## 6.5 ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO TETO COM SISTEMA DE CONTROLE PASSIVO ATRAVÉS DE CAMADAS RESTRITAS

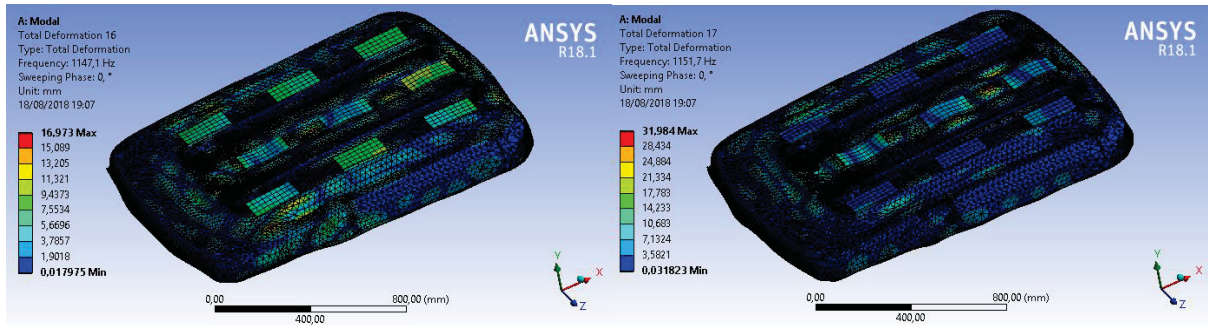
Outra proposta de solução para o problema de vibração excessiva do teto seria introduzir amortecimento ao sistema primário, através de um conjunto de chapa metálica e camada viscoelástica chamada camada restrita. Foi feito um projeto de nove chapas de 210 x 100 x 6 mm ligadas a uma camada de borracha butílica de 6 mm do tipo BT-806/55. As propriedades deste material estão mostradas na tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Parâmetros do material viscoelástico utilizado para as camadas restritas.

Material	Parâmetros do material viscoelástico						
	$\theta_1$ [K]	$\theta_2$ [K]	EI [Pa]	Eh [Pa]	$\beta$	b0	$T_0$ [K]
BT-806/55	7,98	81,7	7,21E+06	4,57E+08	0,417	0,0223	243

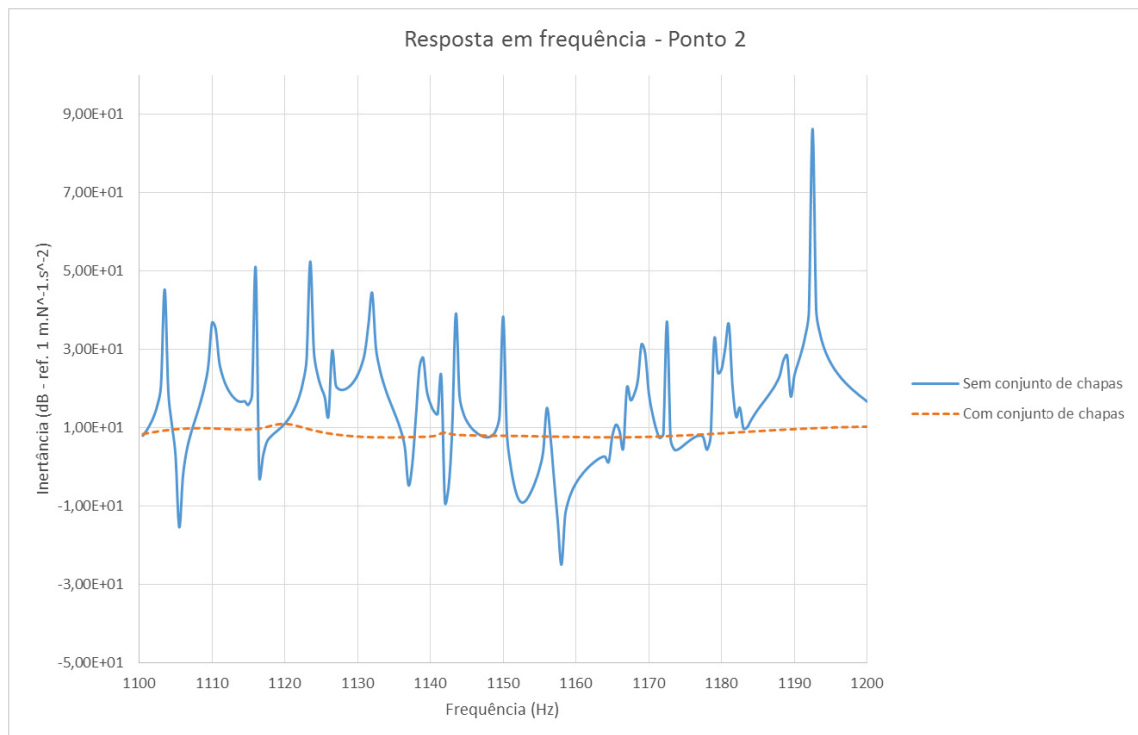
Foi feita também uma análise numérica com o modelo composto com nove camadas restritas, mostrado na figura 6.21. O teto foi modelado também com elementos de casca e os conjuntos das camadas restritas com elementos sólidos do tipo hexaédrico de segunda ordem.

Figura 6.21 – Modos de vibrar do sistema composto com camadas restritas.



A Inertância do sistema com e sem as camadas restritas em um ponto longe delas é mostrada na figura 6.22. Por meio deste gráfico foi possível constatar grande redução na resposta em frequência com a adição das camadas ao sistema primário, mesmo em um ponto longe delas.

Figura 6.22 – Inertância do sistema com e sem as camadas restritas.



Para a validação deste projeto, foram fabricadas as camadas restritas e estas foram fixadas ao teto para a realização do teste físico. O teste foi realizado sem nenhuma camada restrita, com quatro camadas, com seis camadas e então com as nove camadas, para avaliar a progressiva redução de vibração ao introduzi-las ao sistema. As últimas duas configurações de camadas restritas são mostradas na figura 6.23. Uma análise de Inertância em alguns pontos foi realizada com um martelo modal e o teto fixado de forma livre-livre.

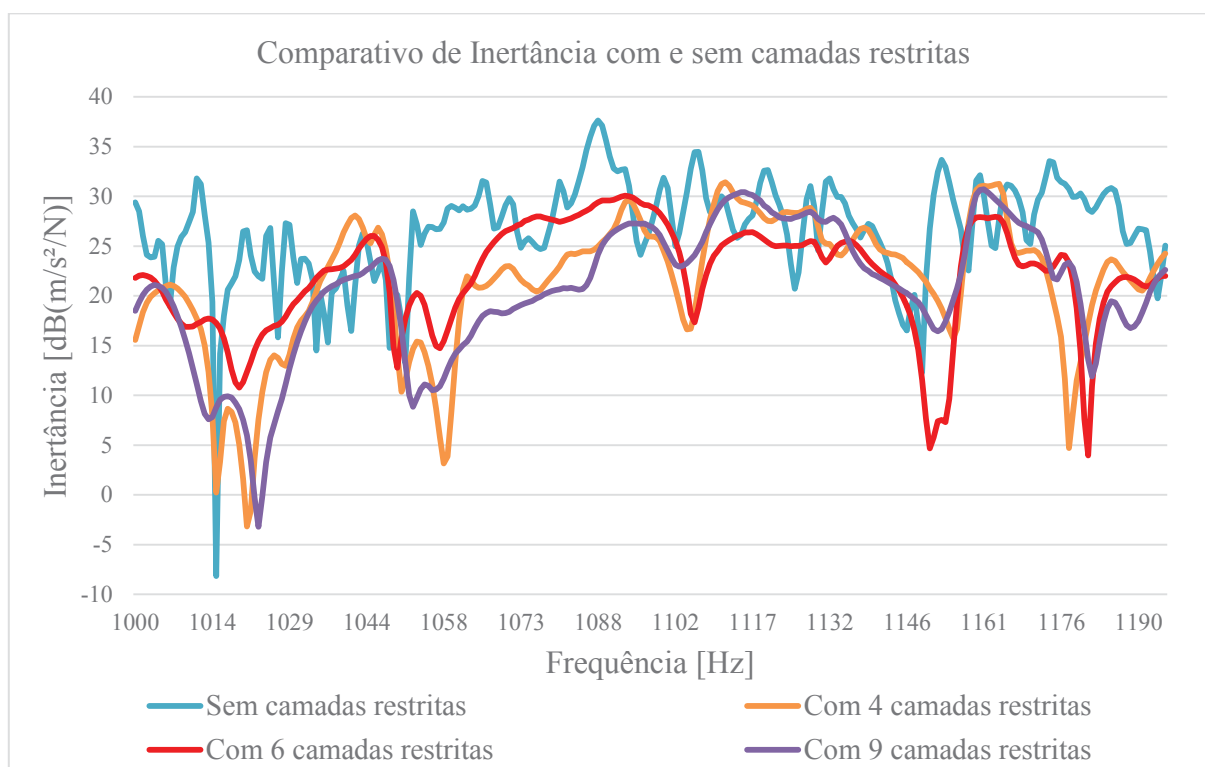


Figura 6.23 – A esquerda imagem do teste realizado com seis camadas restritas e a direita com nove camadas restritas.



Na figura 6.24 mostra-se um gráfico comparativo da Inertância em um ponto afastado do posicionamento das camadas restritas, sem nenhuma camada adicionada e com os conjuntos de camadas restritas adicionadas ao teto.

Figura 6.24 – Comparativo de Inertância com e sem as camadas restritas.



Fazendo um comparativo entre os valores de Inertância do teto sem as camadas e com seis camadas, é possível observar uma redução de no mínimo três dB e um máximo de dezessete dB na faixa de frequência de interesse.

Já fazendo um comparativo entre a Inertância do teto sem os conjuntos e com o conjunto de nove camadas, é possível observar uma redução de no mínimo três dB e um máximo de dezoito dB na faixa de frequência de interesse. Comparando este resultado com o resultado do teste com seis camadas adicionadas, chega-se à conclusão que não há um grande ganho em termos de redução de vibração adicionando mais do que seis camadas restritas ao sistema primário.



## 7 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi possível observar, de acordo com os resultados previamente mostrados, que os neutralizadores dinâmicos projetados, com ambos os materiais C-1002 e neoprene, atuaram reduzindo a amplitude de vibração nas frequências desejadas, próximas de 1150 Hz, somente em uma área próxima a eles, não neutralizando totalmente os modos de vibrar nesta faixa de frequência. Desta forma não houve redução significativa do ruído nos ouvidos do operador.

Através das análises numéricas foi possível esclarecer as possíveis causas do não funcionamento dos NDs, sendo uma delas o elevado número de modos de vibrar dos NDs inseridos ao sistema primário e, no caso do ND maior, a elevada inércia do sistema secundário, necessitando de uma grande energia na entrada do sistema a fim de oferecer uma força de reação que neutralizasse os modos de vibrar de alta frequência.

A solução que se mostrou mais efetiva, neste caso de alta densidade modal na faixa de frequência de interesse, foi a camada restrita. Ao adicionar estes conjuntos ao sistema primário foi possível alcançar até 18 dB de redução na vibração no teto. Uma próxima etapa seria testar esta solução com o trator em movimento em campo e laboratório para verificar a sua eficácia na redução do ruído, pois o ruído atenuado seria somente o ruído transmitido pela estrutura do teto e não o ruído que é refletido nele proveniente de outras fontes.

## **8 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

Sugere-se para trabalhos futuros o modelamento matemático para a distribuição de NDs em estruturas complexas, com alta densidade de modos de vibrar e modos de vibrar de alta frequência, utilizando um processo de otimização para o correto posicionamento dos NDs. E também o estudo da área de atenuação de vibração que o ND oferece ao ser posicionado em um sistema com um modo de alta frequência.

Na linha de pesquisa das camadas restritas, há uma grande variedade de estudos que podem ser realizados envolvendo o modelamento e posicionamento ótimos destes dispositivos para geometrias complexas.

## REFERÊNCIAS

- BAVASTRI, C. A. **Redução de vibrações de banda larga em estruturas complexas por neutralizadores viscoelásticos**. 1997. Tese (Doutorado em engenharia mecânica) Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- BAVASTRI, C. A. et al. Optimum viscoelastic absorbers for cubic nonlinear systems. **Journal of Vibration and Control**, v. 20 (10), p. 1464-1474, 2013.
- BAGLEY, R. L.; TORVIK, P. J. A Theoretical Basis for the Application of Fractional Calculus to Viscoelasticity. **Journal of Reology**, v. 27, n. 3, p. 201-210, 1983.
- BRASIL. Ministério do trabalho. **Normas regulamentadoras de segurança e medicina do trabalho**. NR15: Atividades e operações insalubres. 2015. Disponível em: <http://trabalho.gov.br/seguranca-e-saude-no-trabalho/normatizacao/normas-regulamentadoras/norma-regulamentadora-n-15-atividades-e-operacoes-insalubres>. Acesso em 08/11/2016 as 21:00.
- CHEUNG, Y.L.; WONG, W.O.; CHENG, L. A subsystem approach for analysis of dynamic vibration absorbers suppressing broadband vibration. **Journal of Sound and Vibration**, v. 342, p. 75-89, 2015.
- DEN HARTOG, J. P. **Mechanical Vibrations**. New York: McGraw-Hill, 1956.
- ESPÍNDOLA, J.J. **Apostila de Dinâmica de Estruturas**, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 1986.
- ESPÍNDOLA, J.J.; SILVA, H.P. Modal Reduction of Vibrations by Dynamic Neutralizers: A General Approach. In: International Modal Analysis Conference, 10<sup>th</sup>, 1992. San Diego, USA. **Anais...** San Diego, 1992. p. 1367-1373.

- EWINS, D. J. **Modal Testing: Theory and Practice**. Somerset: Research Studies Press Ltd., 1984.
- FEBBO, M.; LOPES, E.M.O.; BAVASTRI, C.A. Influence of temperature on optimum viscoelastic absorbers in cubic nonlinear systems. **Journal of Vibration and Control**, v. 1, p. 01-15, 2014.
- FOUMANI, M.S.; KHAJEPOUR, M.; MOHAMMAD, D. Optimization of engine mount characteristics using experimental/numerical analysis. **Journal of Vibration and Control**, v. 9, n. 10, p. 1121–1139, 2001.
- HUJARE, P.; SAHASRABUDHE, A. Effect of Thickness of Damping Material on Vibration Control of Structural Vibration in Constrained Layer Damping Treatment. **Applied mechanics and materials**, vols. 592-594, p. 2031-2035, 2014.
- IBRAHIM, R.A. Recent advances in nonlinear passive vibration isolators. **Journal of Sound and Vibration**, v. 314, p. 371 – 452, 2008.
- KITIS, L.; WANG, B.P.; PILKEY, W.D. Vibration Reduction over a Frequency Range. **Journal of Sound Vibration**, v. 89 (4), p. 559-569, 1983.
- LARSEN, J. **Correlation Functions and Power Spectra**. 8<sup>a</sup> ed. Kongens Lyngby: Technical University of Denmark, 2009.
- LI, K.; GOHNERT, M. Lever mechanism for vibration isolation. **ATI – Applied Technologies & Innovations**, v. 1, Issue 1, p. 21-28, 2010.
- LI, W.; ZHANG, X.; DU, H. Development and simulation evaluation of a magnetorheological elastomer isolator for seat vibration control. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v.23, issue 9, p. 1041–1048, 2012.

LIU, X. et al. Vibration isolation analysis of clutches based on trouble shooting of vehicle accelerating noise. **Journal of Sound and Vibration**, v. 382, p. 84–99, 2016.

MASTRODDI, F.; FACCHINI, G.; GAUDENZI, P. Multi-frequency dynamic absorber for improved spacecraft comfort during the launch phase. **CEAS Space J**, v. 3, issue 3-4, p. 77–88, 2012.

MATTHEWS, J. Measurements of environmental noise in agriculture. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v. 13 (2), p. 157-167, 1968.

MIYAKITA, T.; ATSUSHI, U. Estimates of workers with noise-induced hearing-loss and population at risk. **Journal of Sound and Vibration**, v. 205, issue 4, p. 441-449, 1997.

PRITZ, T. Analysis of Four-Parameter Fractional Derivative Model of Real Solid Materials. **Journal of Sound and Vibration**, v. 195, issue. 1, p. 103-115, 1996.

RIBEIRO, E. A.; PEREIRA, J. T.; BAVASTRI, C.A. Passive vibration control in rotor dynamics: Optimization of composed support using viscoelastic materials. **Journal of Sound and Vibration**, v. 351, p. 43–56, 2015.

ROGERS, L. Operators and fractional derivatives for viscoelastic constitutive equations. **Journal of Rheology**, v. 27, p. 351–372, 1983.

ROSS, D.; UNGAR, E.E.; KERWIN JR., E.M. Damping of Plate Flexural Vibrations by Means of Viscoelastic Laminae. **Structural Damping**, Section III, 1959.

SNOWDON, J.C. Steady - State Behaviour of the Dynamic Absorber. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 31, n. 8, p. 1096-1103, 1959.

SUBRAMANIAN, S. et al. Optimization of Damping Treatment for Structure Borne Noise Reduction. **SAE Technical Paper**, 2003-01-1592, 2003.

SUN, S. et al. An innovative MRE absorber with double natural frequencies for wide frequency bandwidth vibration absorption. **Smart Materials and Structures**, v. 25, p 1-10, 2016.